



SKRIPSI ME 141501

**KAJIAN TEKNIS PERANCANGAN SISTEM PROPULSI WATERJET PADA
PATROL BOAT 10,3 M**

ARIEF MAULANA
4213100081

DOSEN PEMBIMBING 1:
SUTOPO PURWONO FITRI, ST, M. Eng, Ph.D

DOSEN PEMBIMBING 2:
DR. I MADE ARIANA, ST, MT.

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017**



SKRIPSI ME 141501

**DESIGN STUDY FOR THE ARRANGEMENT OF WATERJET PROPULSION
UNIT ON PATROL BOAT 10,3 M**

ARIEF MAULANA
4213100081

SUPERVISOR 1:
SUTOPO PURWONO FITRI, ST, M. Eng, Ph.D

SUPERVISOR 2:
DR. I MADE ARIANA, ST, MT.

**DEPARTEMEN OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017**

LEMBAR PENGESAHAN

KAJIAN TEKNIS PERANCANGAN SISTEM PROPULSI WATERJET PADA PATROL BOAT 10,3 M

SKRIPSI

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Bidang Studi *Marine Machinery and Systems* (MMS)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Arief Maulana

4213100081

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir:

1. Sutopo Purwono Fitri, ST, M. Eng, Ph.D
2. DR. I Made Ariana, S.T., M.T.



SURABAYA

JULI 2017

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

KAJIAN TEKNIS PERANCANGAN SISTEM PROPULSI WATERJET PADA PATROL BOAT 10,3 M

SKRIPSI

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Bidang Studi *Marine Machinery and Systems* (MMS)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Arief Maulana

4213100081

Disetujui oleh

Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan:



Dr. Eng. Muhammad Badrus Zaman, ST., MT

NIP. 197708022008011007

SURABAYA

Halaman ini sengaja dikosongkan

PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan di bawah ini menyatakan dengan sebenarnya bahwa:

“Pada laporan tugas akhir yang saya kerjakan ini, tidak terdapat tindakan plagiarisme dan menyatakan dengan sukarela bahwa semua data, konsep rancangan, bahan tulisan, dan materi yang ada di laporan ini merupakan milik Laboratorium Marine Machinery and Systems (MMS) Departemen Teknik Sistem Perkapalan ITS yang merupakan hasil studi penelitian dan berhak dipergunakan untuk pelaksanaan kegiatan penelitian lanjutan serta pengembangannya”.

Nama : Arief Maulana

NRP : 4213100081

Judul : Kajian Teknis Perancangan Sistem Propulsi Waterjet pada Patrol Boat 10,3 m

Departemen : Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas : Teknologi Kelautan

Apabila dikemudian hari terbukti adanya tindakan plagiarisme, maka saya akan bertanggung jawab sepenuhnya dan menerima sanksi yang diberikan oleh ITS sesuai dengan ketentuan yang berlaku.

Surabaya, 28 Juli 2017

Arief Maulana

4213100081

Halaman ini sengaja dikosongkan

KAJIAN TEKNIS PERANCANGAN SISTEM PROPULSI WATERJET PADA PATROL BOAT 10,3M

Nama Mahasiswa : Arief Maulana
NRP : 4213100081
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan
Dosen Pembimbing 1 : Sutopo Purwono F, ST, M. Eng, Ph.D
Dosen Pembimbing 2 : DR. I Made Ariana, S.T., M.Sc.

ABSTRAK

Kapal patroli merupakan kapal kecil yang digunakan sebagai kapal polisi, penjaga pantai, atau kapal patroli yang lebih besar untuk bangunan pengeboran minyak di tengah laut. Pada penelitian ini, kapal patroli 10,3 m dirancang mampu berkecepatan hingga 30 knot (*sprint*) dan beroperasi secara *continuous* pada kecepatan 20 knot (*sail*). Berdasarkan permintaan tersebut, pemilihan motor induk dan sistem propulsi dengan tepat amatlah dibutuhkan. Salah satu tipe sistem propulsi kapal untuk aplikasi kapal cepat adalah sistem propulsi *waterjet*. Dalam penelitian ini, penulis akan melakukan kajian teknis perancangan *waterjet* terhadap mode operasi kapal. Kajian teknis dimulai pembuatan skema sistem propulsi. Kemudian melakukan perhitungan tahanan kapal dengan metode Savitsky, perhitungan kebutuhan daya kapal pada mode operasi kapal, dan menganalisis kebutuhan bahan bakar pada setiap variasi kecepatan kapal. Nilai tahanan dihitung dengan dua acara yaitu perhitungan matematis dan pendekatan perangkat lunak. Hasil perhitungan matematis dan pendekatan perangkat lunak masing-masing yaitu 9,859 kN dan 12,4 kN pada kecepatan 30 knot dan 8,895 kN dan 11,3 kN pada kecepatan 20 knot. Setelah prediksi nilai tahanan kapal, perhitungan matematis dilakukan untuk menghitung kebutuhan daya mesin dan putaran mesin pada kecepatan 20 knot (*sail mode*) dan 30 knot (*sprint mode*). Hasilnya yaitu 181,24 kW pada putaran mesin 2581,08 rpm dan 276,24 kW pada putaran mesin 2970,38 rpm. Adapun konsumsi bahan bakar atau *fuel consumption* mesin di kecepatan operasi kapal 20 knot dan 30 knot pada beban kerja *waterjet* yaitu 47,33 L/h dan 72,83 L/h.

Kata Kunci: Metode Savitsky, *Engine Waterjet Matching*, Konsumsi Bahan Bakar, Sistem Propulsi *Waterjet*

Halaman ini sengaja dikosongkan

DESIGN STUDY FOR ARRANGEMENT OF WATERJET PROPULSION UNIT ON PATROL BOAT 10,3 M

Student Name : Arief Maulana
Reg. Number : 4213100081
Departement : Teknik Sistem Perkapalan
Advisor 1 : Sutopo Purwono F, ST, M. Eng, Ph.D
Advisor 2 : DR. I Made Ariana, S.T., M.Sc.

ABSTRACT

A patrol boat is a small naval that commonly used for coast guard boat, police vessel, or larger patrol boat for oil rig in the middle of sea. On this research, patrol boat 10.3 m designed with two condition which is sail (20 knot) and sprint (30 knot). According to the requirements, choosing a proper main engine and a proper propulsion system is necessary. One kind of ship's propulsion type is waterjet unit that applicable for high speed craft. The author will make technical study for arrangements of waterjet unit due to operation mode of ship. Technical study will start with make schema of waterjet propulsion. After that, the author makes estimation and calculation of ship resistance with Savitsky method, determine desire propulsive power in various ship speed, and analysis fuel oil consumption in various ship speed. The total resistance estimated by mathematical calculation and software approaches. The result is, consecutively 9,859 kN and 12,4 kN at 30 knots. After prediction total ship resistance, mathematical calculation continued to determine desire power and rotation of main engine at 20 knots (sail mode) and 30 knots (sprint mode). The result is 181,24 kW at 2581,08 rpm and 276,24 kW at 2970,38 rpm. For the engine fuel consumption at ship speed 20 knot and 30 knots with waterjet loaded, the result is, respectively 47,33 L/h and 72,83 L/h.

Keywords: *Savitsky Method, Engine Waterjet Matching, Fuel Consumption, Waterjet Propulsion System.*

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Alhamdulillahirobbil ‘alamiin. Saya panjatkan kepada Allah Subhanahu wata’ala karena atas nikmat iman, Islam, sehat, dan kemampuan menyerap ilmu lah saya diberikan kemudahan dan kelancaran dalam menyelesaikan skripsi ini. Shalawat serta salam tak luput saya sanjungkan kepada junjungan Nabi besar, Muhammad Sallallahu ‘alayhi wassallam beserta para keluarga dan para sahabat, ulama-ulama salaf, semoga saya termasuk umat nabi Muhammad hingga akhir hayat. Skripsi ini saya buat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakutlas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember dengan judul “Kajian Teknis Perancangan Sistem Propulsi Waterjet pada Patrol Boat 10,3 m”.

Saya sadar bahwa tanpa bantuan beberapa pihak, skripsi ini tidak akan selesai tepat waktu. Oleh karena itu, saya ingin mengucapkan terima kasih yang sebesar – besarnya kepada semua pihak yang telah membantu saya dalam menyelesaikan skripsi ini, terkhusus kepada:

1. Ibu dan Bapak yang selalu melantunkan doa-doanya untuk anak bungsunya yang sedang memperjuangkan pendidikan di kota pahlawan. Semoga Ibu dan Bapak selalu diberi keberkahan oleh Allah Subhanahu Wata’ala.
2. Dosen Pembimbing I, Bapak Sutopo Purwono Fitri, S.T, M.Eng, Ph.D yang telah bersedia membantu, membimbing, mengarahkan, dan memecahkan permasalahan yang terdapat pada skripsi saya. Semoga ilmu dan bimbingan bapak yang telah diberikan menjadi salah satu amal ilmu yang bermanfaat dan menjadi pemberat timbangan amal soleh bapak di hari akhir kelak.
3. Dosen Pembimbing II, Bapak DR. I Made Ariana, S.T., M.T yang telah bersedia menerima saya sebagai mahasiswa bimbingan skripsi bapak. Terima kasih atas analisis-analisis bapak terhadap skripsi saya. Semoga bapak selalu diberi kesehatan jasmani agar tetap bisa menumpahkan ilmu-ilmu bapak kepada mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan.
4. Aktivano Maulana sebagai tutor software Maxsurf modelling dan Maxsurf Resistance. Ketiaadaan bantuanmu mungkin sudah menjadikan batu sandungan bagiku dalam mengerjakan skripsi ini. Semoga kamu selalu diberikan keberkahan sekeluarga.
5. Kakak kandung, kakak ipar, dan keponakan saya yaitu mas Mario, mba Arum, mba Ciya, mas Dadan, mas Nunu, kak Emil, Raisha, Raihana,

Shafeeq, Sazfa, dan Safira untuk dukungan dan doanya selama menempuh pendidikan di Surabaya.

6. Teman-teman Laboratorium Marine Machinery and Systems yang telah bertindak kooperatif terhadap kegiatan lab, menjaga hubungan kekeluargaan antar anggota, saling mendoakan satu dengan yang lain dan menciptakan suasana yang nyaman.
7. Shena Masyita Deviernur, sebagai calon teman hidup, yang telah memberikan motivasi ketika jatuh, memberikan peringatan ketika lalai, dan bersabar menghadapi saya yang terkadang melampiaskan kesulitan skripsi ini ke kamu. Semoga sabar kita berbuah berkah dari Allah.
8. Pak Inggil Budiono, ibu Sri Lestari, Adam, dan Zidan yang telah mendoakan agar saya dapat menyelesaikan pendidikan tepat waktu.
9. Teman-teman Mozaic 13 atas doanya yang telah dipanjatkan khususnya untuk ikhwan yaitu Azhar, Wawan, Reynaldi, Irfan, Bagus, Surya, Wahyu, dan Eber.
10. Sahabat tergokil dan tersohib dari SMP, yang menjelma menjadi seniman kamar, Muhammad Arman Juraish. Semoga kelak kita bisa cover lagu dengan kualitas audio yang baik.
11. Teman-teman kost-an PSKG II. Senko, Aldy, Anto, Rhama, Arizal, Nafiar, Aji, Pahlevi, Rino, Radif, Mirza, Dimas, dan Andi. Terima kasih sudah menjadi teman hidup di Surabaya selama 4 tahun. Semoga kalian sukses dalam arti yang sebenar-benarnya.
12. Pemilik kosan PSKG II yaitu Ibu Aminah, bapak Arsu, Rizky, dan sanak keluarga lain. Terima kasih telah menyediakan tempat hunian yang teduh, nyaman, dan kondusif.
13. Teman-teman Badan Pengurus Harian Mitrais yang telah mendoakan, memberikan pelajaran hidup selama dua tahun, dan dukungan untuk saya, yaitu Aswar, Fachrul, Kemal, Lukman, Andi, Faisal, Kiki, Mawardi, mas Wisnu dan mas Seno, Riko, Ichsan, Syifa, Evi, Eva, Nisa, Rya, dan Arif Rahman.
14. Teman-teman tongkrongan rumah pade dan pemilik rumah yaitu pade dan bude. Terima kasih pade dan bude yang sudah bersedia terasnya menjadi hunian malam yang nyaman dan untuk anak tongkrongan, semoga kalian tetap diikat dalam ukhuwah islamiyah dan diberkahi Allah. Keep solid guys!
15. Ketua Tim Kajian Strategis Himasiskal 2015-2016, Faishal Rachman yang sudah melanglang buana selama di kampus. Terima kasih juga atas

saran, kritik, dan pengalaman hidup yang sering banget dibagikan. Semoga selalu diberkahi dan dimudahkan segala urusannya.

16. Sahabat-sahabat di Lembaga Dakwah Jurusan Al-Mi'raj yang telah bersedia menerima saya sebagai partner, teman, dan keluarga dalam mengemban dakwah yaitu Prasetyo Adi Wibowo, Ahmad Darori Hasan, Ivan Nabil, Andri, Rachmat, Umar, Munib, Rindan, Horas, dan Mubarak. Semoga kekurangan saya akan tertutup suatu saat, di ranah dan dengan media dakwah yang berbeda. Maafkan selama ini kontribusi yang amat sedikit.
17. Teman-teman Galas ITS 2013, Anto, Rhama, Rizki, Irfan, Saddam, Rizqiyah, Nisa, Ana, dan Gilang. Terima kasih sudah menjadi sahabat di ranah perantauan. Semoga kalian sukses dunia pasca kampusnya rek.
18. Bang Lutfi Farissandi, yang dipertemukan di WA 110, yang telah membantu memodifikasi si mercon. Terima kasih atas bantuannya selama ini. "Jangan sampai uang merusak persaudaraan, itu gak penting"

Terima kasih atas segala dukungan dan doa yang diberikan. Saya menyadari bahwa skripsi ini jauh dari sempurna dan masih banyak kekurangan, namun semoga skripsi ini bisa bermanfaat untuk teknologi perkapalan di Indonesia.

Surabaya, Juli 2017

Arief Maulana

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

KAJIAN TEKNIS PERANCANGAN SISTEM PROPULSI WATERJET PADA PATROL BOAT 10,3 M.....	i
DESIGN STUDY FOR THE ARRANGEMENT OF WATERJET PROPULSION UNIT ON PATROL BOAT 10,3 M.....	iii
LEMBAR PENGESAHAN.....	Error! Bookmark not defined.
LEMBAR PENGESAHAN.....	Error! Bookmark not defined.
PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME	ix
ABSTRAK	xi
ABSTRACT	xiii
KATA PENGANTAR.....	xv
DAFTAR ISI	xix
DAFTAR GAMBAR	xxiii
DAFTAR TABEL	xxv
DAFTAR SIMBOL.....	xxvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	1
1.3. Batasan Masalah.....	2
1.4. Tujuan Penelitian.....	2
1.5. Manfaat Penelitian.....	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1. Kapal patroli	3
2.2. Metode Perhitungan Tahanan Kapal Savitsky	3
2.2.1. Preplaning Hull.....	4
2.2.2. Planing Hull.....	6
2.3. Sistem Propulsi Waterjet.....	7
2.4. Teori Dasar Sistem Propulsi Waterjet	8
2.4.1. Gross Thrust	8
2.4.2. Momentum Drag	8
2.4.3. Penyertaan Aspek Kerugian pada Perhitungan	9
2.4.4. Inlet Losses.....	10

2.4.5.	Nozzle Losses	10
2.4.6.	Efek Ketinggian Posisi Nosel	10
2.4.7.	Penggabungan Persamaan Kerugian dan Efek Ketinggian.....	10
2.5.	Efisiensi Sistem Propulsi Waterjet	11
2.5.1.	Efisiensi Watejet (η_J)	11
2.5.2.	Efisiensi Pompa (η_P)	12
2.5.3.	Efisiensi Transmisi (η_T)	12
2.5.4.	Efisiensi Badan Kapal (η_H)	12
2.5.5.	Overall Propulsive Coefficient (OPC)	13
2.6.	Putaran Spesifik dan Head Pompa.....	14
2.6.1.	Putaran Spesifik.....	14
2.6.2.	Pump Head	14
2.7.	Kavitasi.....	15
2.8.	Pompa	15
2.8.1.	Centrifugal Pump.....	16
2.8.2.	Mixed Flow Pump	17
2.8.3.	Axial Pump	18
2.8.4.	Inducer Pump.....	18
2.9.	Engine Waterjet Matching.....	19
BAB III METODOLOGI		21
3.1.	Diagram Alur Pengerjaan	21
3.2.	Identifikasi Masalah	22
3.3.	Studi Literatur.....	22
3.4.	Pengumpulan Data.....	22
3.5.	Analisis Sistem	22
3.6.	Analisis Data	22
3.6.1.	Perhitungan Tahanan Total.....	22
3.6.2.	Engine Waterjet Matching.....	23
3.6.3.	Analisis Kebutuhan Bahan Bakar	23
3.7.	Kesimpulan dan Saran.....	23
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN		25
4.1.	Dimensi Patrol Boat	25
4.2.	Skema Sistem Propulsi Waterjet	25

4.3.	Tahanan Patrol Boat	26
4.3.1.	Perhitungan Matematis Tahanan Patrol Boat dengan Metode Savitsky	26
4.3.2.	Menghitung Tahanan Patrol Boat menggunakan Software Maxsurf	34
4.4.	Sistem Propulsi Waterjet	37
4.4.1.	Daya Efektif	37
4.4.2.	Estimasi Daya Motor Induk	37
4.4.3.	Perhitungan Kebutuhan Daya Motor Induk, Spesifikasi Waterjet dan Overall Propulsive Coefficient (OPC)	38
4.5.	Kapasitas Pompa dan Head Pompa	42
4.5.1.	Kapasitas Pompa	42
4.5.2.	Pump Head	43
4.6.	Rangkuman Perhitungan Spesifikasi Waterjet dan Mesin Induk	43
4.7.	Estimasi Daya Mesin Utama dan Kebutuhan Daya Pompa Waterjet dengan Metode Nondimensional Curve	44
4.7.1.	Perencanaan Diameter Impeller	44
4.7.2.	Kebutuhan Daya Mesin dan Waterjet pada Setiap Variasi Kecepatan	45
4.8.	Pemilihan Motor Induk dan Sistem Propulsi Waterjet	52
4.9.	Engine Waterjet Matching (EWM)	54
4.10.	Analisis Fuel Oil Consumption (FOC) pada Waterjet Load	55
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		59
5.1.	Kesimpulan	59
5.2.	Saran	59
DAFTAR PUSTAKA		61
LAMPIRAN		63

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Patrol Boat Mahalo 20 (PT. Bintang Timur Samudera, 2017)	3
Gambar 2. 2 Regular Planing Hull (Svhan, 2009).....	4
Gambar 2. 3 Sketsa Waterjet Secara Umum (Allison et.al, 1993)	7
Gambar 2. 4 Kapal Penumpang PHM, Hydrofoil dengan Sistem Propulsi Waterjet Dibuat Tahun 1974 (Allison et.al, 1993))	8
Gambar 2. 5 Grafik Efisiensi Jet dengan Nilai Koefisien Kerugian	10
Gambar 2. 6 Grafik Kerja Pompa, Putaran Spesifik, dan Jenis Impeller	14
Gambar 2. 7 Cavitation Coefficient (Altosole, M et.al, 2012)	16
Gambar 2. 8 Grafik Kurva Karakteristik Pompa Sentrifugal	17
Gambar 2. 9 Grafik Kurva Karakteristik Mixed Flow Pump	17
Gambar 2. 10 Grafik Kurva Karakteristik Dimensionless Head-Capacity Axial Pump	18
Gambar 2. 11 Perbandingan Axial Pump dan Radial Flow Pump	18
Gambar 2. 12 Grafik Jet Thrust Coefficient (Altosole, M et.al, 2012)	19
Gambar 3. 1 Diagram Alur Pengerjaan	21
Gambar 4. 1 Desain Sistem Propulsi Waterjet	25
Gambar 4. 2 Skema Sistem Propulsi Waterjet	26
Gambar 4. 3 Rangka Kapal dalam Bentuk Tiga Dimensi	35
Gambar 4. 4 Model Kapal	35
Gambar 4. 5 Grafik Power Density	39
Gambar 4. 6 Grafik Waterjet Efficiency dengan $K_{T_{wj}}/J^2_{wj}$	44
Gambar 4. 7 Grafik Cavitation Number pada Setiap Variasi Kecepatan	46
Gambar 4. 8 Kurva Jet Thrust Coefficient dan Waterjet Loaded pada kecepatan 15 knot	47
Gambar 4. 9 Kurva Jet Thrust Coefficient dan Waterjet Loaded pada kecepatan 16 knot	47
Gambar 4. 10 Kurva Jet Thrust Coefficient dan Waterjet Loaded pada kecepatan 18 knot.....	47
Gambar 4. 11 Kurva Jet Thrust Coefficient dan Waterjet Loaded pada kecepatan 20 knot.....	48
Gambar 4. 12 Kurva Jet Thrust Coefficient dan Waterjet Loaded pada kecepatan 25 knot.....	48
Gambar 4. 13 Kurva Jet Thrust Coefficient dan Waterjet Loaded pada kecepatan 30 knot.....	48
Gambar 4. 14 Waterjet Loaded Curve dan Speed Power Curve	54
Gambar 4. 15 Propeller Demand Curve dan Nilai SFOC pada Setiap Titik Pembebanan	56
Gambar 4. 16 Grafik Perbandingan Nilai SFOC pada Propeller Demand Curve dan pada Waterjet Curve di Setiap Titik Pembebanan	57
Gambar 4. 17 Grafik Waterjet Load dan Nilai SFOC pada Setiap Titik Pembebanan ...	58

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Koefisien untuk Estimasi Perhitungan Tahanan (Savitsky et.al, 1976)	5
Tabel 2. 2 Data Perbandingan Efisiensi Hull	13
Tabel 4. 1 Perhitungan Volume Froude Number	27
Tabel 4. 2 Koefisien untuk Estimasi Perhitungan Tahanan.....	28
Tabel 4. 3 Data Hasil Interpolasi Linier	28
Tabel 4. 4 Perhitungan Koefisien Tahanan pada Setiap Kecepatan	29
Tabel 4. 5 Koefisien Tahanan Hasil Perhitungan	29
Tabel 4. 6 Perhitungan Nilai Koefisien Gesek dan Reynold's Number	30
Tabel 4. 7 Perhitungan Nilai Tahanan Total Koreksi.....	30
Tabel 4. 8 Perhitungan Koefisien Gesek dan Reynold's Number	31
Tabel 4. 9 Perhitungan Nilai Tahanan Total pada Kondisi Planing Hull	31
Tabel 4. 10 Perhitungan Nilai Speed Length Ratio	31
Tabel 4. 11 Data Batasan Penggunaan Persamaan	32
Tabel 4. 12 . Nilai Tahanan Tambahan Gelombang pada $VK/\sqrt{L} = 2$	32
Tabel 4. 13 Nilai Tahanan Tambahan Gelombang pada $VK/\sqrt{L} = 4$	32
Tabel 4. 14 Nilai Tahanan Tambahan Gelombang pada $VK/\sqrt{L} = 6$	33
Tabel 4. 15 Nilai Tahanan Tambahan Gelombang pada Hasil Interpolasi Linier	33
Tabel 4. 16 Tahanan Total pada Kondisi Planing Hull	34
Tabel 4. 17 Rangkuman Hasil Perhitungan Tahanan Total dengan Dua Cara	35
Tabel 4. 18 Hasil Perhitungan Tahanan Metode Savitsky dengan Software Maxsurf ..	36
Tabel 4.19 Hasil Perhitungan Efisiensi Propulsi	42
Tabel 4. 20 Hasil Perhitungan Kapasitas Pompa pada Variasi Kecepatan Kapal	42
Tabel 4. 21 Hasil Perhitungan Head Pump Waterjet.....	43
Tabel 4. 22 Rangkuman Perhitungan Spesifikasi Waterjet	43
Tabel 4. 23 Nilai K_{TWJ} / J^2_{WJ} dan Cavitation Number pada Setiap Variasi Kecepatan ..	45
Tabel 4. 24 Nilai Kurva Waterjet Loaded terhadap Nilai J	46
Tabel 4. 25 Kebutuhan Daya dan Estimasi Kondisi Kavitas pada Kecepatan 15 knot ..	49
Tabel 4. 26 Kebutuhan Daya dan Estimasi Kondisi Kavitas pada Kecepatan 16 knot ..	49
Tabel 4. 27 Kebutuhan Daya dan Estimasi Kondisi Kavitas pada Kecepatan 18 knot ..	50
Tabel 4. 28 Kebutuhan Daya dan Estimasi Kondisi Kavitas pada Kecepatan 20 knot ..	51
Tabel 4. 29 Kebutuhan Daya dan Estimasi Kondisi Kavitas pada Kecepatan 25 knot ..	51
Tabel 4. 30 Kebutuhan Daya dan Estimasi Kondisi Kavitas pada Kecepatan 30 knot ..	52
Tabel 4. 31 Spesifikasi Mesin Utama.....	53
Tabel 4. 32 Spesifikasi Waterjet Unit	53
Tabel 4. 33 Spesifikasi Reduction Gear	53
Tabel 4. 34 Kebutuhan Daya pada Kecepatan Setiap Variasi Kecepatan	54
Tabel 4. 35 Fuel Consumption dan SFOC pada Setiap Titik Propeller Load.....	55
Tabel 4. 36 Data SFOC Hasil Interpolasi Linier	56
Tabel 4. 37 Data Fuel Oil Consumption pada Setiap Variasi Kecepatan Kapal	57

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR SIMBOL

A_T	= <i>Transverse section area at transom</i>	[m ²]
A_X	= <i>Maximum transverse section area</i>	[m ²]
B_X	= <i>Lebar Kapal</i>	[m]
B_{PX}	= <i>Maximum Chine Beam</i>	[m]
C_A	= <i>Correlation allowance on specific resistance</i>	
C_F	= <i>Koefisien gesek</i>	
$C_{F\Delta}$	= <i>Koefisien gesek koreksi</i>	
C_v	= <i>Koefisien Kecepatan</i>	
$F_{N\bar{v}}$	= <i>Volumetric Froude Number</i>	
L_{wl}	= <i>Length of Waterline</i>	[m]
i_e	= <i>half-angle of enterance waterline at bow</i>	[deg]
R_n	= <i>Reynold's Number</i>	
S	= <i>Wetted Area</i>	[m ²]
T	= <i>Sarat Kapal</i>	[m]
∇	= <i>Volume displasmen kapal</i>	[m ³]
Δ	= <i>Berat displasmen kapal</i>	[kg]
ρ	= <i>Densitas fluida</i>	[kg/m ³]
τ	= <i>trim angle of planing area</i>	[deg]
β	= <i>Deadrise angle (sudut naik)</i>	[deg]
b	= B_{PX}	
g	= <i>Percepatan gravitasi</i>	[m/s ²]
w	= <i>Wake Fraction</i>	
t	= <i>Thrust dedcution factor</i>	
h_j	= <i>Ketinggian nosel di atas permukaan air</i>	[m]
μ	= <i>Jet Velocity Ratio</i>	
D_p	= <i>Pressure resistance component</i>	[kN]
R_T	= <i>Ship Total Resistance</i>	[kN]
L_k	= <i>Wetted length of keel</i>	
λ	= <i>Mean wetted length-beam ratio</i>	
V_J	= <i>Jet velocity</i>	[knot] atau [m/s]
V_w	= <i>wake velocity</i>	[knot] atau [m/s]
V_s	= <i>Ship speed</i>	[knot] atau [m/s]
C	= <i>Faktor kerugian pada sisi inlet</i>	
A_{jet}	= <i>Luas penampang sisi keluar nosel</i>	[m ²]
WD	= <i>Work Done (Effective Horse Power)</i>	[kW] atau [HP]
E	= <i>Energi Rate, E'', E'''</i>	
η_J	= <i>Efisiensi waterjet</i>	
η_P	= <i>Efisiensi pompa</i>	
η_i	= <i>Efisiensi inlet</i>	
η_T	= <i>Efisiensi transmis</i>	
η_H	= <i>Efisiensi Hull</i>	
N_s	= <i>Putaran spesifik pompa</i>	
P_D	= <i>Tekanan pada sisi keluar</i>	[N/m ²]
V_d	= <i>Kecepatan fluida pada sisi keluar</i>	[m/s]
Z_d	= <i>Tinggi permukaan fluida pada sisi keluar</i>	[m]

H_{LD}	= Kerugian pada sisi keluar	
P_s	= Tekanan pada sisi isap	[N/m ²]
V_s	= Kecepatan fluida pada sisi isap	[m/s]
Z_s	= Tinggi permukaan fluida pada sisi isap	[m]
H_{LS}	= Kerugian pada sisi isap	
K_{Twj}	= <i>Thrust Coefficient</i>	
J_{WJ}	= <i>Advanced</i>	
T_{wj}	= <i>Waterjet Thrust</i>	[N]
n	= <i>Pump Speed</i>	[rev/s]
Dim	= <i>Impeller Diameter</i>	[m]
α	= <i>Exponent to be adopted for boundary layer</i>	
C	= <i>Constant of Cubic Law between absorbed jet power</i>	
τ_{Cwj}	= <i>Thrust Coefficient</i>	
T_{cav}	= <i>Thrust Cavitation Limit</i>	
σ_{wj}	= <i>Cavitation Number</i>	

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Kapal patroli (*Patrol Boat*) merupakan kapal kecil yang digunakan sebagai kapal polisi atau penjaga pantai yang biasanya dilengkapi dengan persenjataan. Kapal ini juga biasa digunakan untuk operasi penyelamatan dan digunakan sebagai kapal patroli anjungan yang ada di tengah laut atau dipinggir pantai (DNVGL, 2010).

Parameter dasar dalam mendesain kapal patroli 10,3 m atau kapal cepat adalah tipe lambung, parameter desain, operasi area, kondisi lingkungan sekitar, dan harapan umur kapal (DNVGL, 2010). Salah satu parameter desain kapal patroli adalah kecepatan operasi kapal. Contohnya kapal patroli milik TNI-AL yang berkecepatan tinggi yaitu, KRI Tatihu-853, KRI Layaran-854 dan KRI Madidihang-855 yang memiliki kecepatan hingga 24 knot dengan panjang 40 m (Kompas, 2017).

Untuk membuat kapal berkecepatan tinggi, beberapa aspek harus dipertimbangkan salah satunya sistem propulsi. Amat diperlukan perencanaan daya motor induk yang dibutuhkan untuk mendorong kapal pada kecepatan yang diinginkan. Perencanaan ini meliputi daya dan jenis motor induk yang diinginkan hingga tipe pendorong (propulsor) kapal. Perencanaan sistem ini disebut sebagai perencanaan sistem propulsi kapal (Molland et al, 2011).

Ada beberapa tipe sistem propulsi kapal, salah satunya sistem propulsi *waterjet*. Pembuatan sistem propulsi *waterjet* sudah dimulai sejak abad ke tujuh belas (Allison et.al, 1993). Sistem propulsi *waterjet* merupakan sebuah inovasi teknologi propulsi kapal yang memanfaatkan dorongan air untuk menggerakkan kapal. Dorongan air dihasilkan dari pompa yang digerakkan oleh motor induk kapal. Salah satu keuntungan sistem propulsi *waterjet* yaitu pengaplikasiannya pada kapal-kapal yang membutuhkan kecepatan tinggi seperti kapal perang milik Amerika yang propulsi *waterjet* didesain oleh *Rocketdyne and Aero Jet* pada tahun 1973, dapat beroperasi dengan kecepatan 25-80 knot (Allison et.al, 1993).

Patrol boat 10,3 m direncanakan dapat beroperasi hingga 30 knot pada kecepatan maksimalnya sehingga pada skripsi ini, peneliti berencana untuk melakukan kajian teknis perancangan sistem propulsi *waterjet* pada kapal *patrol boat 10,3 m*. Pengerjaan skripsi ini bermula dari perhitungan tahanan kapal, kebutuhan tekanan yang dihasilkan pompa, dan proses *engine waterjet matching* antara mesin penggerak utama dengan pompa *waterjet* dan analisis konsumsi bahan bakar yang digunakan pada beberapa mode operasi kapal. Hasil akhir skripsi ini berupa data daya dan konsumsi bahan bakar pada beberapa mode operasi *crew boat* yang dapat digunakan sebagai bahan acuan pengoperasian kapal patroli 10,3 m (*patrol boat*).

1.2. Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang timbul pada penelitian ini sebagai berikut.

1. Berapa nilai tahanan total kapal patroli 10,3 m pada variasi kecepatan kapal?
2. Berapa daya motor induk yang dibutuhkan untuk menggerakkan kapal patroli 10,3 m pada mode operasinya dengan menggunakan sistem propulsi *waterjet*?

3. Berapa konsumsi bahan bakar motor induk pada mode operasi kapal patroli 10,3 m?

1.3. Batasan Masalah

Batasan masalah yang ada pada penelitian ini sebagai berikut.

1. Objek penelitian berasal dari data kapal patroli 10,3 m.
2. Tidak merancang sistem penunjang motor induk
3. Tidak menggambar penempatan motor induk.
4. Tidak menghitung aspek ekonomi.

1.4. Tujuan Penelitian

Berikut tujuan penelitian pada skripsi ini sebagai berikut.

1. Mengetahui nilai tahanan kapal patroli 10,3 m pada variasi kecepatan.
2. Mengetahui nilai daya yang dibutuhkan motor induk untuk menggerakkan kapal patroli 10,3 m pada mode operasinya dengan menggunakan sistem propulsi *waterjet*.
3. Menganalisis konsumsi bahan bakar pada setiap mode operasi kapal patroli 10,3 m.

1.5. Manfaat Penelitian

Berikut manfaat penelitian yang terdapat pada skripsi ini.

1. Mendapatkan pengetahuan, pengalaman, dan wawasan penulisan karya ilmiah.
2. Mengetahui cara perhitungan dan perencanaan sistem propulsi *waterjet*.
3. Memberikan informasi terkait karakteristik kinerja motor induk dan konsumsi bahan bakar kapal patroli 10,3 m dengan sistem propulsi *waterjet* pada beberapa mode operasi.

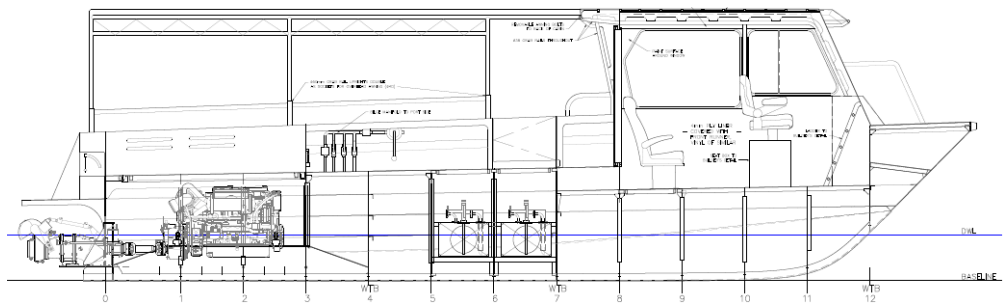
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Kapal patroli

Kapal patroli (*Patrol Boat*) merupakan kapal kecil yang digunakan sebagai kapal polisi atau penjaga pantai yang biasanya dilengkapi dengan persenjataan. Kapal ini juga biasa digunakan untuk operasi penyelamatan dan digunakan sebagai kapal patroli 10,3 m anjungan yang ada di tengah laut atau dipinggir pantai (DNVGL, 2010).

Kapal patroli yang menjadi objek penelitian ini adalah kapal patroli 10,3 m. Kapal ini memiliki panjang 10,3 m, lebar 3,35 m, dan sarat 0,54 m. Kapal ini dirancang memiliki dua mode operasi yaitu *cruise* dan *sprint*.



Gambar 2.1 Patrol Boat Mahalo 20 (PT. Bintang Timur Samudera, 2017)

2.2. Metode Perhitungan Tahanan Kapal Savitsky

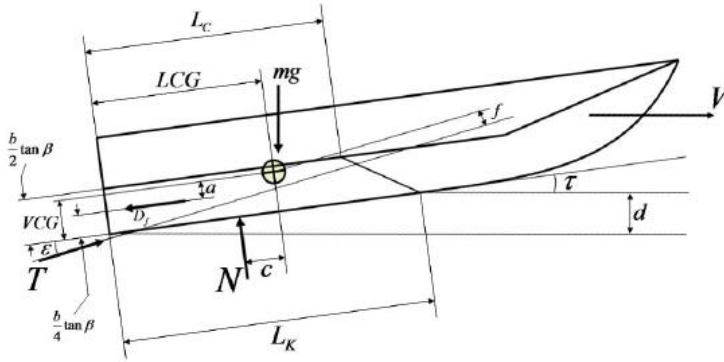
Dalam perkembangan kapal cepat atau *high speed craft* aspek yang penting sebagai langkah awal untuk dianalisis adalah nilai tahanan kapal. Tahanan kapal merupakan gaya hambat yang dihasilkan oleh bentuk lambung kapal dengan permukaan air, udara, dan gelombang yang dibuat oleh lambung kapal itu sendiri. Penggunaan model dengan ukuran yang telah diperkecil dan melakukan eksperimen di *towing tank* merupakan salah satu cara menghitung nilai koefisien tahanan kapal.

Bentuk lambung kapal umumnya terbagi menjadi tiga yaitu *displacement hull*, *semi-planing hull*, dan *planing hull* (Svhan, 2009). Pada *planing hull*, ada dua skema gaya yang bekerja yaitu tekanan hidrodinamik dan tekanan hidrostatik. Tekanan hidrodinamik merupakan tekanan yang dipengaruhi oleh aliran di sekitar lambung kapal dan berhubungan dengan kecepatan kapal. Tekanan hidrostatik merupakan *bouyancy* yang dipengaruhi oleh *displacement* kapal. Secara umum jika nilai *Froude Number* kurang dari 0,4 maka tekanan hidrostatik lebih dominan dari tekanan hidrodinamik sehingga dengan nilai tersebut dapat diklasifikasikan sebagai *displacement hull*. Rentang nilai *Froude Number* 0,4-2,0 merupakan kondisi *semi-planing hull* atau *pre-planing hull* sedangkan nilai *Froude Number* di atas 2,0 maka tekanan hidrodinamik lebih dominan dari tekanan hidrostatik yang menyebabkan timbulnya gaya angkat pada lambung kapal. Kondisi itu disebut sebagai *planing hull* karena sebagian lambung terangkat di atas permukaan air (Cizmek et.al, 2012).

Pada kecepatan rendah atau nol, kapal tercelup sepenuhnya dan mendapatkan gaya angkat hanya dari *bouyancy*. Pada nilai koefisien kecepatan (C_v) antara 0,5-1,5 efek

dinamik membuat gaya angkat walaupun pada umumnya tidak cukup untuk menghasilkan kenaikan lambung yang signifikan pada pusat gravitasi (*center of gravity*).

$$C_V = \frac{V}{\sqrt{gb}} \quad (01)$$



Gambar 2. 2 Regular Planing Hull (Svhan, 2009)

Metode perhitungan tahanan kapal Savitsky terbagi menjadi dua kondisi yaitu *preplaning hull* dan *planing hull*.

2.2.1. Preplaning Hull

Analisis telah dilakukan Daniel Savitsky pada kondisi data perairan tenang (*smooth water*) dengan tujuh seri *transom-stern hull*. Prosedur analisis juga telah dikembangkan untuk memprediksi nilai tahanan kapal dengan bentuk *transom-stern hull* pada rentang kondisi *preplaning* di mana nilai volumetrik Froude Number lebih dari 2,0.

$$X = \frac{\nabla^{1/3}}{L_{WL}} \quad (02)$$

$$Z = \frac{\nabla}{B_{PX}^3} \quad (03)$$

$$U = \sqrt{2i_e} \quad (04)$$

$$W = \frac{A_T}{A_X} \quad (05)$$

Setelah menghitung empat persamaan di atas, maka koefisien tahanan pada kondisi *preplaning* dapat dihitung dengan persamaan di bawah ini.

$$\begin{aligned} R_T/\Delta = & A_1 + A_2 + A_4U + A_5W + A_6XZ + A_7XU + A_8XW \\ & + A_9ZU + A_{10}ZW + A_{15}W^2 + A_{18}XW^2 \\ & + A_{19}ZX^2 + A_{24}UW^2 + A_{27}WU^2 \end{aligned} \quad (06)$$

Nilai A dapat dilihat pada Tabel. 1 untuk setiap nilai Froude Number dengan rentang 1,0-2,0. Persamaan (06) merupakan persamaan untuk menghitung

koefisien tahanan kapal dengan berat displasmen kapal sebesar 100,000 lb atau 45359,24 kg. Untuk kapal yang memiliki berat displasmen yang berbeda, maka perlu melakukan koreksi perhitungan koefisien tahanan. Berikut ini persamaan koreksi tahanan.

$$\left(\frac{Rt}{\Delta_{corr}}\right) = \left(\frac{Rt}{\Delta_{100.000}}\right) + [(C_F + C_A) - C_{F\Delta}] \frac{1}{2} \frac{S}{\nabla^{2/3}} F_n^2 \quad (07)$$

Di mana:

$$\frac{0,242}{\sqrt{C_{F\Delta}}} = \log(R_n C_{F\Delta}) \quad (08)$$

$$R_n = \frac{F_{N\sqrt{L}} \left(\frac{L}{\nabla^{1/3}}\right) \sqrt{32,2 \times \frac{100000}{64}}}{1,2817 \times 10^{-5}} \quad (09)$$

$$C_F = \frac{0,075}{(\log R_n - 2)^2} \quad (10)$$

$$S/\nabla^{2/3} = \left(\frac{Lwl}{\nabla^{1/3}}\right)^2 \left[1,7 \frac{Bx}{Lwl} \times \frac{T}{Bx} + \frac{Bx}{Lwl} Cb\right] \quad (11)$$

$$F_n = \frac{v}{\sqrt{g \times \frac{3}{\nabla}}} \quad (12)$$

Tabel 2. 1 Koefisien untuk Estimasi Perhitungan Tahanan (Savitsky et.al, 1976)

Coefficient		Volume Froude Number										
		1,00	1,10	1,20	0,00	1,40	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00
A1	I	0,06473	0,10776	0,09483	0,03475	0,03013	0,03163	0,03194	0,04340	0,05036	0,05612	0,05967
A2	X	-0,48680	-0,88787	-0,63720	0,00000	0,00000	0	0	0	0	0	0
A4	U	-0,01030	-0,01643	-0,01540	-0,00978	-0,00664	0	0	0	0	0	0
A5	W	-0,06490	-0,13444	-0,13580	-0,05097	-0,05540	-0,10543	-0,13289	-0,13289	-0,15597	-0,18661	-0,19758
A6	XZ	0,00000	0,00000	-0,16046	-0,21880	-0,19359	-0,20540	-0,18062	-0,18062	-0,17813	-0,18288	0,20152
A7	XU	0,10628	0,18186	0,16803	0,10434	0,09612	0,06007	0,05487	0,05487	0,05099	0,04744	0,04645
A8	XW	0,97310	1,83080	1,55972	0,43510	0,51820	0,58230	0,78195	0,78195	0,92859	1,18569	1,30026
A9	ZU	-0,00272	-0,00389	-0,00309	-0,00198	-0,00215	-0,00372	-0,00332	-0,00332	-0,00308	-0,00244	-0,00212
A10	ZW	0,01089	0,01467	0,03481	0,03481	0,03901	0,04794	0,04187	0,04187	0,04111	0,04124	0,04340
A15	W2	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,08317	0,12147	0,12147	0,14928	0,18090	0,19769
A18	XW2	-1,40962	-2,46696	-2,15556	-2,15556	-0,95276	-0,70895	-0,95929	-0,95929	-1,12178	-1,38644	-1,55127
A19	ZX2	0,29136	0,47305	1,02992	1,02992	0,97757	1,19737	1,01562	1,01562	0,93144	0,78414	0,78282
A24	UW2	0,02971	0,05877	0,05198	0,05198	0,02413	0	0	0	0	0	0
A27	WU2	-0,00150	-0,00356	-0,00303	-0,00303	-0,00140	0	0	0	0	0	0

2.2.2. Planing Hull

Total tahanan hidrodinamik pada *surface planing* terdiri dari tahanan tekanan (*pressure resistance*), luas permukaan basah, dan *viscous resistance acting to tangential* pada bagian bawah kapal yang mengalami gaya angkat. Pada fluida yang memiliki sifat *non-viscous*, komponen tangensial sama dengan 0 sehingga *pressure resistance* D_P sebagai berikut.

$$D_P = \Delta \tan \tau \quad (13)$$

Jika persamaan (11) ditambah dengan aspek *viscous resistance* (D_F) maka persamaan tahanan pada kondisi *planing hull* sebagai berikut.

$$D_P = \Delta \tan \tau + \frac{D_f}{\cos \tau} \quad (14)$$

Di mana:

$$D_F = \frac{C_F \rho v^2 \lambda B x^2}{2 \cos \beta} \quad (15)$$

Sehingga persamaan tahanan pada kondisi *planing hull* sebagai berikut.

$$R_T = \Delta \tan \tau + \left(\frac{\rho V^2 \lambda B_{PX}^2 C_f}{2 \cos \tau \cos \beta} \right) \quad (16)$$

$$\lambda = \frac{(L_K - L_C)}{2 B x} \quad (17)$$

$$(L_k - L_C) = \frac{b \tan \beta}{\pi \tan \tau} \quad (18)$$

Jika kapal dioperasikan pada laut dengan gelombang yang cukup tinggi, maka ada aspek tambahan yang harus dihitung. Nilai tahanan tambahan gelombang dapat diprediksi dengan persamaan yang telah dipresentasikan oleh Fridsma. Nilai ini juga akan mempengaruhi nilai total tahanan kapal. Persamaan ini diturunkan dari percobaan dengan estimasi pada *speed-length ratio* yang berbeda dan dapat dilakukan interpolasi linier pada *speed length rasio* kapal yang ditinjau.

Penggunaan persamaan tahanan tambahan ini terbatas karena didapatkan dari studi empiris dan data-data yang terbatas. Hal ini membatasi penggunaan persamaan. Berikut batas-batas penggunaan persamaan tahanan tambahan gelombang.

Batas Penggunaan	
$\Delta_{LT} / (0,01L)^3$	100-250
L/b	3-5
Trim angle, τ	3-7
Deadrise angle, β	10-30
$H_{1/3}/b$	0,2-0,7

$$V_k / \sqrt{L}$$

2-6

Perhitungan tahanan tambahan berdasarkan nilai *speed-length ratio*. Berikut ini persamaan tahanan tambahan gelombang.

$$\frac{R_{AW}}{\rho b^3} = 66 \times 10^{-6} \left(\frac{H_{1/3}}{b} + 0,5 \right) \frac{(L/b)^3}{C_d} + 0,0043(\tau - 4) \quad (19)$$

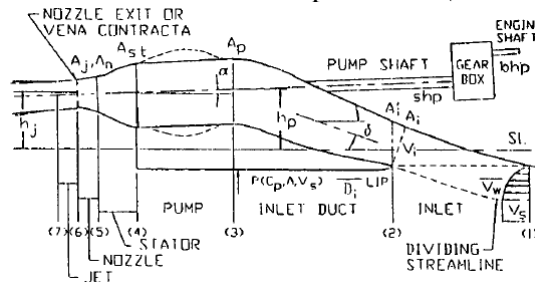
$$\frac{R_{AW}}{\Delta} = \frac{0,3 H_{1/3}/b}{1 + 2 H_{1/3}/b} \left(1,76 - \frac{\tau}{6} - 2(\tan \beta)^3 \right) \quad (20)$$

$$\frac{R_{AW}}{\rho b^3} = \frac{0,158 H_{1/3}/b}{1 + \left(H_{1/3}/b \right) \left[0,12\beta - 21C_d \left(5,6 - \frac{L}{b} \right) + 7,5 \left(6 - \frac{L}{b} \right) \right]} \quad (21)$$

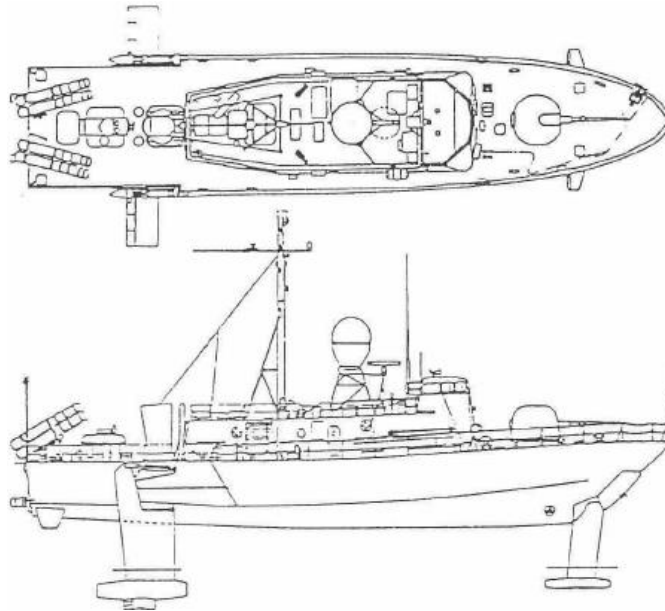
2.3. Sistem Propulsi *Waterjet*

Kapal merupakan kendaraan air yang memiliki sistem penggerak utama secara mandiri yang disebut sebagai sistem propulsi. Sistem propulsi *waterjet* merupakan sistem propulsi yang memanfaatkan gaya dorong air untuk menggerakkan kapal pada kecepatan operasional yang diinginkan. Gaya dorong air pada sistem propulsi *waterjet* dihasilkan oleh pompa yang digerakkan oleh motor induk kapal. Mula-mula air laut masuk pada sisi isap pompa yang terletak di bagian bawah kapal. Air laut yang bertekanan akan dialirkan ke sisi luar. Di ujung sisi luar digunakan nosel sebagai alat untuk menambahkan tekanan air yang akan keluar. Air yang keluar dengan tekanan tinggi menciptakan gaya dorong kapal yang arahnya berlawanan dengan arah gaya dorong air keluaran pompa.

Penggunaan sistem propulsi *waterjet* ini mulai populer untuk aplikasi kapal-kapal yang membutuhkan kecepatan tinggi. Ada empat alasan dasar *waterjet* mulai banyak digunakan. Hal pertama adalah kesederhanaan sistem. Power yang dihasilkan langsung keluar tanpa perlu melewati kopling dan *gear box*. Aspek yang kedua adalah keselamatan. Tidak ada bahaya untuk perenang yang berada di bagian bawah buritan kapal. Kemudian untuk perairan dangkal tidak perlu khawatir *propeller* akan kandas. Aspek terakhir yaitu mudah diluncurkan dan dipindahkan (Devault, 1994).



Gambar 2. 3 Sketsa Waterjet Secara Umum (Allison et.al, 1993)



Gambar 2. 4 Kapal Penumpang PHM, Hydrofoil dengan Sistem Propulsi Waterjet Dibuat Tahun 1974 (Allison et.al, 1993))

2.4. Teori Dasar Sistem Propulsi *Waterjet*

2.4.1. *Gross Thrust*

Gaya dorong ini diciptakan oleh propulsor karena adanya aliran momentum air dari nosel. Gaya ini yang digunakan dalam sistem propulsi *waterjet* untuk menggerakkan kapal cepat. Berikut formula *gross thrust*.

$$\dot{m} = \rho A_{jet} V_{jet} \quad (22)$$

$$T_G = \dot{m} V_{jet} \quad (23)$$

Di mana:

T_G = gross thrust

\dot{m}_n = laju aliran massa nosel

V_{jet} = kecepatan Jet

2.4.2. *Momentum Drag*

Air yang masuk pada sisi masuk sistem *waterjet* terakselerasi oleh kecepatan kapal dan memberikan *momentum drag* pada kapal. Berikut formula yang digunakan.

$$D_m = \dot{m}_i V_s \quad (24)$$

Di mana:

D_m = *momentum drag*

\dot{m}_i = laju aliran massa sisi masuk (*inlet*)

V_s = kecepatan kapal

Kemudian, *Net Thrust* pada sistem propulsi *waterjet* sebagai berikut.

$$T_N = T_G - D_m \quad (25)$$

$$T_N = \dot{m}_n V_j - \dot{m}_i V_s \quad (26)$$

Nilai $\dot{m}_i = \dot{m}_j$ kecuali air yang masuk digunakan untuk kebutuhan lain. Maka, formula *net thrust* sebagai berikut.

$$T_N = \dot{m} (V_j - V_s) \quad (27)$$

Maka, energi yang dibutuhkan untuk menggerakkan kapal (*Work Done*) dengan kecepatan tertentu sebagai berikut.

$$WD = T_n \times V_s = \dot{m} V_s (V_j - V_s) \quad (28)$$

Dengan mengasumsikan *perfect inlet energi recovery* dan mengabaikan ketinggian nosel di atas garis air, energi yang ditambahkan oleh pompa sama dengan perubahan energi yang melewati sistem. Berikut formulanya.

$$\Delta E = \frac{1}{2} \dot{m}_n V_j^2 - \frac{1}{2} \dot{m}_i v_s^2 \quad (29)$$

Jika $\dot{m}_n = \dot{m}_i$

$$\Delta E = \frac{1}{2} \dot{m} (V_j^2 - v_s^2) \quad (30)$$

Rasio antara energi yang digunakan pada kapal (*Work Done*) dengan energi yang digunakan pompa disebut efisiensi propulsi. Berikut rasionya.

$$\eta_j = T_n V_s / \Delta E \quad (31)$$

$$\eta_j = \frac{2V_s}{V_j + V_s} \quad (32)$$

$$\text{Jika } \mu = V_j / V_s \text{ maka } \eta_j = \frac{2\mu}{1+\mu} \quad (33)$$

2.4.3. Penyertaan Aspek Kerugian pada Perhitungan

Dapat diamati bahwa jika nilai μ cenderung sama maka nilai efisiensi jet akan naik. Ketika kecepatan kapal sama dengan kecepatan jet maka efisiensinya 100% tapi tidak ada gaya dorong yang tercipta sehingga kapal tidak memiliki *momentum drag* yang mana itu tidak mungkin terjadi.

Banyak kajian yang telah membahas mengenai kerugian. Kerugian disimbolkan sebagai ξ yang berarti total kerugian energi pada energi ideal *inlet*. Maka energi yang harus diberikan ke air sebagai berikut.

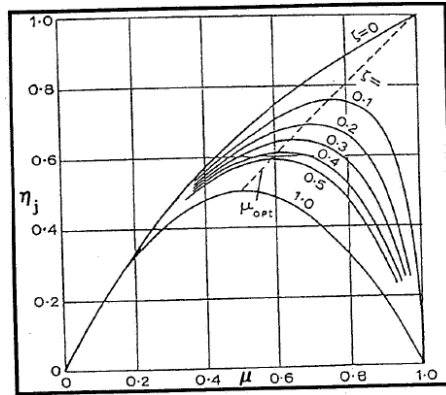
$$\Delta E' = \frac{1}{2} \dot{m} (V_j^2 - v_s^2) + \xi \frac{1}{2} \dot{m} V_s^2 \quad (34)$$

$$\Delta E' = \frac{1}{2} \dot{m} [(V_j^2 - v_s^2(1 - \xi))] \quad (35)$$

Adanya penambahan aspek kerugian maka formula efisiensi jet sebagai berikut.

$$\eta_j = T_N V_s / \Delta E' \quad (36)$$

$$\eta_j = \frac{\dot{m} (V_j - V_s) V_s}{\frac{1}{2} \dot{m} (V_j^2 - v_s^2 (1 - \xi))} \quad (37)$$



Gambar 2. 5 Grafik Efisiensi Jet dengan Nilai Koefisien Kerugian

2.4.4. Inlet Losses

Berikut ini persamaan *inlet losses*.

$$E_r = (1 - \zeta) \frac{1}{2} \dot{m} V_w^2 \quad (38)$$

Di mana:

$$\eta_i = (1 - \zeta)$$

ζ = Faktor Kerugian

2.4.5. Nozzle Losses

Nozzle Losses dapat ditentukan dari persamaan efisiensi nosel.

$$\eta_n = \frac{\text{Energi kinetik jet}}{\text{Energi yang disuplai pompa pada sisi masuk nosel}}$$

$$\text{Energi yang disuplai pompa} = \frac{1}{2} \dot{m} V_j^2 / \eta_n \quad (39)$$

$$\text{Nozzle Losses} = (1 - \eta_n) \frac{1}{2} \dot{m} V_j^2 \quad (40)$$

$$= \psi \frac{1}{2} \dot{m} V_j^2 \quad (41)$$

Maka, energi yang disuplai ke nosel sebagai berikut.

$$E_n = \frac{1}{2} \dot{m} V_j^2 + \psi \frac{1}{2} \dot{m} V_j^2 \quad (42)$$

$$E_n = (1 + \psi) \frac{1}{2} \dot{m} V_j^2$$

2.4.6. Efek Ketinggian Posisi Nosel

Tambahan pada energi kinetik jet dan beberapa jenis kerugian, pompa harus bisa mengatasi energi untuk mengangkat air pada posisi tertinggi jet. Berikut persamaan efek ketinggian posisi nosel.

$$W_o = \dot{m} g h_j \quad (43)$$

2.4.7. Penggabungan Persamaan Kerugian dan Efek Ketinggian

Energi yang disuplai pompa:

$$E'' = \dot{m} \left[\frac{1}{2} V_j^2 (1 + \psi) - \frac{1}{2} \eta_i (V_a^2) + g h_j \right]$$

$$E'' = \dot{m} / 2 \left[V_j^2 (1 + \psi) - \eta_i (V_a^2) + 2 g h_j \right] \quad (44)$$

Energi sebenarnya yang disuplai oleh pompa

$$E'''' = \dot{m}/2\eta_p [V_j^2(1 + \psi) - \eta_i(1-w)^2(V_s^2) + 2gh_j] \quad (45)$$

Di mana:

η_p = Efisiensi Pompa

2.5. Efisiensi Sistem Propulsi *Waterjet*

Menurut Bulten, N.W.H tahun 2006, pada sistem propulsi *waterjet*, ada tiga efisiensi yang berpengaruh yaitu efisiensi *hull*, efisiensi jet, dan efisiensi pompa. Adanya penambahan aspek efisiensi transmisi karena adanya penggunaan sistem transmisi dari motor induk ke peralatan sistem propulsi *waterjet*. Berikut ini teori dasar mengenai efisiensi-efisiensi tersebut.

2.5.1. Efisiensi *Waterjet* (η_j)

Efisiensi Jet merupakan perbandingan energi masukan dan energi keluaran *waterjet*. Energi masukan yang dimaksud adalah energi yang dihasilkan pompa. Persamaan energi yang diberikan pompa telah dijabarkan dan persamaan yang digunakan yaitu persamaan (27). Energi keluaran adalah daya dorong yang diciptakan oleh *waterjet* agar dapat menggerakkan kapal pada kecepatan operasi. Persamaan daya dorong ini merupakan fungsi dari laju aliran massa air, perbedaan kecepatan, dan kecepatan operasi kapal seperti tertera pada persamaan (41). Maka persamaan efisiensi *waterjet* (η_j) sebagai berikut.

$$\eta_j = \frac{\dot{m}(V_j - (1-w)V_s)V_s}{\frac{\dot{m}}{2}[V_j^2(1 + \psi) - \eta_i(1-w)^2V_s^2 + 2gh_j]} \quad (46)$$

Jika persamaan (43) dibagi dengan V_j^2 dan $\dot{m}/2$, *Jet Velocity Ratio* $\mu = V_s/V_j$, dan efisiensi inlet $\eta_i = (1-\zeta)$ maka persamaan efisiensi jet menjadi seperti di bawah ini.

$$\eta_j = \frac{2(\mu - (1-w)\mu^2)}{1 + \psi - (1-\zeta)(1-w)^2\mu^2 + \frac{2gh_j}{v_j^2}} \quad (47)$$

Jika *jet velocity ratio* merupakan *wake velocity* dibagi dengan *jet velocity*, maka $\mu = (1-w)V_s / V_j$ sehingga persamaan efisiensi jet menjadi seperti berikut.

$$\eta_j = \frac{1}{(1-w)} \frac{2\mu(1-\mu)}{1 + \psi - (1-\zeta)\mu^2 + \frac{2gh_j}{v_j^2}}$$

Kerugian yang terjadi pada sistem apabila diabaikan akan mendapatkan nilai efisiensi jet ideal. Efisiensi jet ideal ini merupakan fungsi energi yang digunakan untuk menggerakkan kapal (persamaan 25) dan energi air yang melewati sistem propulsi *waterjet* (persamaan 27). Berikut ini penjabaran persamaannya.

$$\eta_J = \frac{\dot{m} V_s (V_j - V_s)}{\frac{1}{2} \dot{m} (V_j^2 - v_s^2)}$$

Jika persamaan di atas dibagi dengan V_j , maka berikut hasil penurunan persamaannya.

$$\eta_J = \frac{2 \frac{V_s}{V_j}}{(1 + \frac{V_s}{V_j})}$$

Jika $\mu = V_s / V_j$ maka persamaan efisiensi jet ideal sebagai berikut.

$$\eta_J = \frac{2 \mu}{(1 + \mu)} \quad (48)$$

2.5.2. Efisiensi Pompa (η_p)

Efisiensi Pompa merupakan efisiensi pompa yang digunakan sebagai propulsor pada sistem propulsi *waterjet*. Bagaimanapun, sisi isap pompa dapat membuat distorsi aliran sehingga performa pompa pada kondisi aktual berbeda dengan yang dicapai pada kondisi *uniform flow*. Jika nilai efisiensi pompa diketahui dari uji coba *uniform flow* maka efisiensi pompa merupakan perkalian antara efisiensi pompa pada *uniform flow* dengan efisiensi *relative rotative*. Nilai efisiensi *relative rotative* mendekati satu (Allison et.al, 1993).

$$\eta_p = \eta_p \eta_r \quad (49)$$

2.5.3. Efisiensi Transmisi (η_T)

Efisiensi transmisi adalah nilai efisiensi dari daya yang diberikan motor penggerak utama dibandingkan dengan daya yang dihasilkan oleh sistem transmisi. Sistem transmisi propulsi *waterjet* ialah motor induk, poros, dengan atau tanpa *gearbox*, dan poros yang menyambungkan ke pompa *waterjet*. Jika pun sistem transmisi langsung tanpa menggunakan *gearbox*, masih ada penambahan *bearing* dan *seal* yang juga menyebabkan kerugian pada sistem transmisi.

2.5.4. Efisiensi Badan Kapal (η_H)

Efisiensi *hull* dipengaruhi oleh bentuk buritan kapal. Bentuk lambung akan mempengaruhi *thrust deduction factor* dan *wake friction*.

a. Wake Fraction

Air yang masuk pada saluran isap *waterjet* sebagian berasal dari *boundary layer* lambung kapal. Kecepatan air masuk (V_{in}) lebih kecil dari kecepatan kapal karena adanya lapisan batas (*boundary layer*) pada sisi lambung kapal. Kecepatan yang berkurang ini disebut sebagai momentum *wake friction* yang dijabarkan secara matematis sebagai berikut (Bulten N.W.H, 2006):

$$(50)$$

$$w = 1 - \frac{V_{in}}{V_{Ship}}$$

Di mana:

W = Wake Fraction

V_{in} = Kecepatan masuk air

V_{ship} = Kecepatan Kapal

b. Thrust Deduction Factor

Putaran *propeller* sebagai sistem propulsi kapal menciptakan aliran yang terakselerasi ke bagian depan sehingga membuat penambahan tahanan gesek pada lambung kapal dan menurunkan tekanan di lambung bagian kapal yang mengakibatkan penambahan tahanan tekanan (*pressure resistance*).

$$t = \frac{(T - Rt)}{T}$$

$$T = Rt / (1-t) \quad (51)$$

Berikut formula untuk efisiensi *hull*.

$$\eta_{Hull} = \frac{EHP}{THP} = \frac{Rt \times Vs}{T \times Va} = \frac{Rt / T}{Va / Vs} = \frac{(1 - t)}{(1 - w)} \quad (52)$$

Adapun data efisiensi hal yang membandingkan penggunaan sistem propulsi antara *propeller* dan *waterjet*. Berikut ini data perbandingan efisiensi *hull*.

Tabel 2. 2 Data Perbandingan Efisiensi Hull

SPEED-KNOTS	TYPICAL HULL EFFICIENCY - η_h		η_H WJ / η_H Prop
	PROPELLERS	FLUSH INLET WATERJET	
25	0,88	1,05	1,19
35	0,94	1,07	1,16
45	0,95	1,10	1,16
55	0,95	1,13	1,19

2.5.5. Overall Propulsive Coefficient (OPC)

Overall Propulsive Coefficient merupakan penggabungan seluruh efisiensi pada sebuah sistem propulsi kapal. Dari pembahasan pada sub bab 2.5 telah dijelaskan berbagai macam efisiensi yang terdapat pada sistem propulsi *waterjet*. Berikut ini persamaan *Overall Propulsive Coefficient* (OPC).

$$OPC = \eta_H \eta_P \eta_T (1-t)$$

$$(53)$$

$$OPC = \frac{2\mu(1-\mu)}{1+\psi-(1-\zeta)\mu^2+\frac{2gh_j}{v_j^2}} \eta_P \eta_T (1-t)/(1-w)$$

$$OPC = \frac{2\mu(1-\mu)}{1+\psi-(1-\zeta)\mu^2+\frac{2gh_j}{v_j^2}} \eta_P \eta_T \eta_H \quad (54)$$

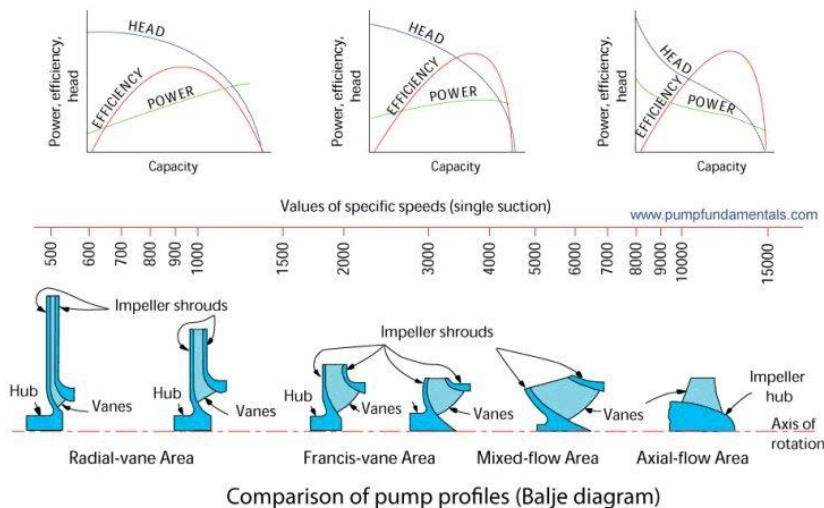
2.6. Putaran Spesifik dan Head Pompa

2.6.1. Putaran Spesifik

Putaran spesifik pompa adalah kecepatan ideal pompa dengan geometri yang mirip dengan pompa aktual yang ketika digunakan pada kecepatan ini dapat menghasilkan volume per waktu dan *head* (Whitesides, 2012). Perhitungan putaran spesifik pompa digunakan untuk mengidentifikasi jenis *impeller* yang cocok digunakan pada pompa. Adapun persamaan putaran spesifik pompa sebagai berikut.

$$N_s = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (55)$$

Berikut ini gambar yang menunjukkan putaran spesifik pompa dengan jenis *impeller* yang dapat digunakan.



Gambar 2. 6 Grafik Kerja Pompa, Putaran Spesifik, dan Jenis Impeller

2.6.2. Pump Head

Head pump adalah energi yang diberikan pompa pada fluida sehingga fluida dapat mengalir pada sistem yang direncanakan. *Total head* adalah perbedaan energi pada sisi keluar dan sisi isap pompa. Adapun persamaan *total head pump* pada aplikasi *waterjet* sebagai berikut.

$$H = \left[\frac{P_d}{\rho g} + \frac{v_d^2}{2g} + Z_d + H_{LD} \right] - \left[\frac{P_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} + Z_s + H_L \right]$$

$$H = \frac{V_j^2 \eta_w}{2g} - \frac{\eta_i V_w^2}{2g} + h_j \quad (56)$$

2.7. Kavitasasi

Aliran fluida mengalir dari tekanan yang tinggi ke tekanan rendah. Peristiwa ini dapat menimbulkan dampak kavitasasi. Kavitasasi merupakan kejadian menguapnya fluida karena berada pada kondisi tekanan yang rendah. Kavitasasi dapat terjadi pada aliran pipa di mana terdapat kontraksi dan ekspansi, pada bilah-bilah pompa, di dekat ujung baling-baling, dan pada hidrofoil. (Potter & Wiggert, 2008).

Kondisi tekanan yang rendah menyebabkan titik didih fluida turun sebagai contoh pada tekanan 19,932 kPa atau 0,1967 atm, air akan menguap pada temperatur 60 °C (Haar et.al, 1984). Menguapnya air akan menyebabkan gelembung yang ketika pecah akan menciptakan tekanan lokal dan menyebabkan erosi, getaran, dan berujung pada kerusakan *impeller* pompa.

Cara mengatasi kavitasasi adalah memahami perihal *Net Possitive Suction Head* (NPSH). NPSH adalah perbedaan antara tekanan yang tersedia pada sisi isap pompa dengan tekanan uap dari fluida yang dialirkan pompa. Tekanan pada sisi isap yang kurang atau nilai *Net Possitive Suction Head available* tidak cukup akan menyebabkan kavitasasi. Maka hal yang diperlukan untuk mengatasinya yaitu NPSHa harus lebih besar dari NPSHr. Berikut persamaannya.

$$NPSH_a \geq NPSH_r \quad (57)$$

Pada aplikasi sistem waterjet, fenomena kavitasasi dapat diprediksi dengan menggunakan Gambar 2.7. σ_{wj} adalah *cavitation number* dan τ_{cwj} adalah *thrust coefficient*. Untuk memeriksa fenomena kavitasasi pada variasi kecepatan kapal, maka *cavitation number* dihitung. Berikut persamaan *cavitation number*. Kemudian pembacaan grafik pada setiap variasi kecepatan dan temukan nilai *thrust coefficient* pada setiap nilai α (0.8-1.8). Langkah terakhir adalah perhitungan *Cavitation Thrust Limit* T_{cav} .

$$\sigma_{wj} = \frac{P_a - P_v}{\rho V^2} \quad (58)$$

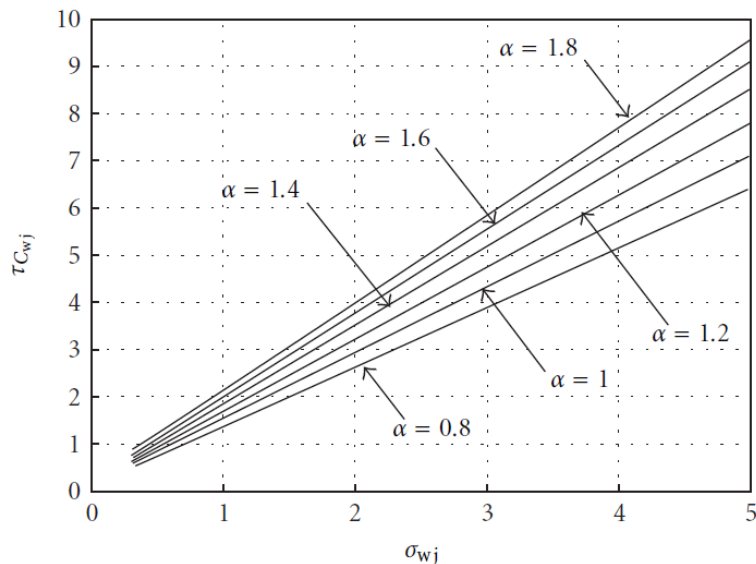
$$\tau_{cwj} = \frac{T_{cav}}{\rho A_{im} V^2} \quad (59)$$

2.8. Pompa

Karakteristik pompa yang dibutuhkan pada aplikasi waterjet sebagai berikut.

- Efisiensi hidrolik yang tinggi pada koefisien aliran yang tinggi.
- Diameter sisi keluar yang minimal.
- Ringan
- Tidak mengalami kavitasasi pada kondisi kecepatan pompa maksimal dan sampai kondisi *low inlet head* (pada kecepatan kapal yang rendah).

- Dapat dioperasikan dengan kondisi kavitasi yang kecil tanpa adanya indikasi erosi pada *blade*, stator, atau nosel.
- Putaran pompa (rpm) yang tinggi agar dapat menggunakan *gearbox* dengan rasio yang kecil.
- Dapat menanggulangi aliran turbulensi pada sisi isap saluran.
- Material komponen pompa tahan korosi.



Gambar 2. 7 Cavitation Coefficient (Altosole, M et.al, 2012)

Dalam perkembangan sistem propulsi *waterjet*, banyak tipe pompa yang telah digunakan seperti *reciprocating*, sentrifugal, *mixed flow mainly radial*, *mixed flow-largely axial*, dan *purely axial pumps*.

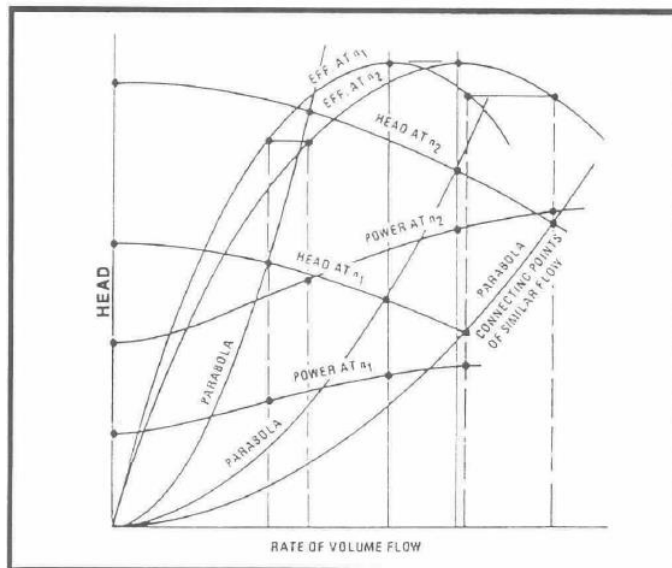
Pompa dengan kemampuan *flow rate* dan dengan *head* yang tinggi menghasilkan efisiensi propulsi yang tinggi. Mayoritas propulsor *waterjet* yang tersedia sekarang adalah *mixed flow pump* walaupun ada beberapa *purely axial pump* yang memiliki kinerja yang baik.

Axial pump memiliki keunggulan yaitu diameter yang lebih kecil dan bobot yang lebih ringan daripada *mixed flow pump*. Efisiensi *axial pump* tidak memiliki efisiensi sebaik *mixed flow pump* yang mencapai ($\eta_p \geq 90\%$). Efisiensi terbaik yang dapat dicapai *mixed flow pump* yaitu 91%.

2.8.1. Centrifugal Pump

Penggunaan pompa sentrifugal sebagai pompa pada sistem propulsi *waterjet* sudah ada lebih awal karena sudah tersedia dan mungkin dibutuhkan laju aliran yang tinggi tetapi tidak nilai *head* yang rendah diabaikan. Untuk *hydrofoil craft* yang berkecepatan tinggi cocok memakai

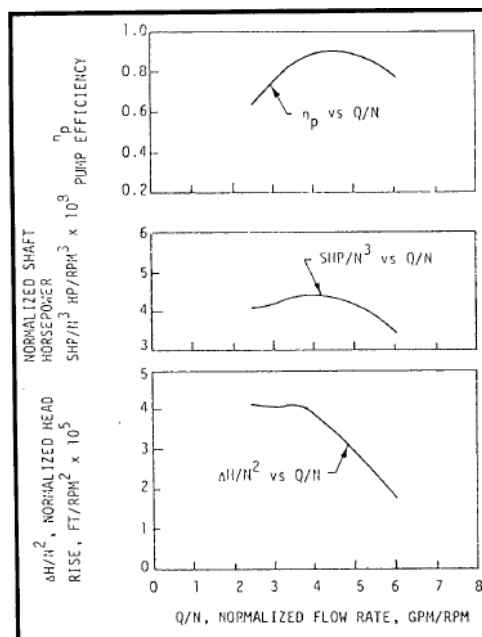
pompa sentrifugal. Berikut ini kurva karakteristik pompa sentrifugal pada dua kecepatan rotasi yang berbeda n_1 dan n_2 .



Gambar 2. 8 Grafik Kurva Karakteristik Pompa Sentrifugal

2.8.2. Mixed Flow Pump

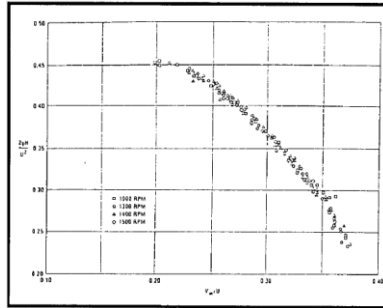
Berikut ini karakteristik dari *mixed flow pump*.



Gambar 2. 9 Grafik Kurva Karakteristik Mixed Flow Pump

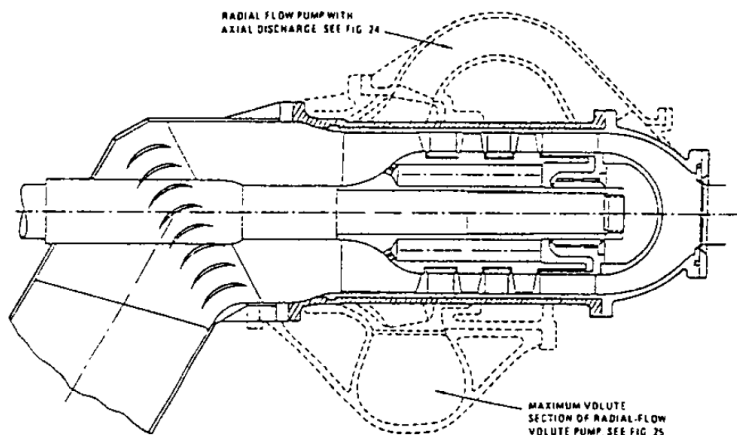
2.8.3. Axial Pump

Single-stage axial flow pump merupakan pompa yang *high-specific speed*, laju aliran yang tinggi, nilai *head* yang rendah dan pompa ini tidak cocok pada aplikasi *waterjet* untuk kapal yang sangat cepat. Jika dibutuhkan nilai *head* yang besar, maka *axial pump* biasa digunakan dengan seri *multi-stage* karena *single-stage* cocok untuk kecepatan yang menengah. Berikut ini kurva *dimensionless head-capacity axial pump*.



Gambar 2. 10 Grafik Kurva Karakteristik Dimensionless Head-Capacity Axial Pump

Axial pump memiliki keunggulan yaitu diameter yang lebih kecil dibandingkan *mixed flow pump*. Berikut ini perbandingan *axial pump* dan *mixed flow pump* dari Wislicenus.



Gambar 2. 11 Perbandingan Axial Pump dan Radial Flow Pump

2.8.4. Inducer Pump

Inducer Pump pertama kali dikembangkan untuk *rocket motors*. Perkembangan di dunia *marine* untuk *small marine propeller* dengan *pitch* yang sangat halus dan rasio luasan yang besar. Hal ini bertujuan untuk menaikkan tekanan fluida untuk menghindari kavitasi pada elemen utama pompa.

2.9. Engine Waterjet Matching

Proses *engine waterjet matching* merupakan proses prediksi performa dari sistem propulsi *waterjet* dan mesin induk terhadap mode pengoperasian kapal. Prediksi performa *waterjet* mirip dengan prediksi performa *propeller*. Karakteristik *waterjet* kebanyakan dapat dilihat dengan *Thrust Coefficient* (K_{Twj}), *Torque* (K_{Qwj}), dan *Advanced* (J_{wj}). Berikut ini persamaan dari tiga karakteristik tersebut.

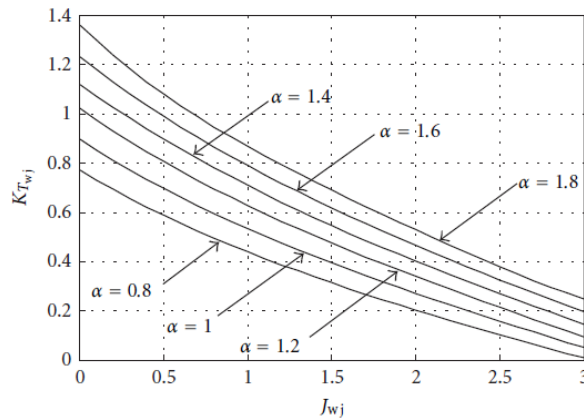
$$K_{Twj} = \frac{T_{wj}}{\rho n^2 D_{im}^4} \quad (60)$$

$$K_{Qwj} \frac{Q_{wj}}{\rho n^2 D_{im}^5} = \frac{\alpha}{2\pi} \quad (61)$$

$$\alpha = \frac{C}{\rho D_{im}^5} \quad (62)$$

$$J_{wj} = \frac{Vs}{n D_{im}} \quad (63)$$

Berikut ini grafik *Jet Thrust Coefficient* yang digunakan untuk memprediksi performa *waterjet* dan mesin induk terhadap mode pengoperasian kapal.

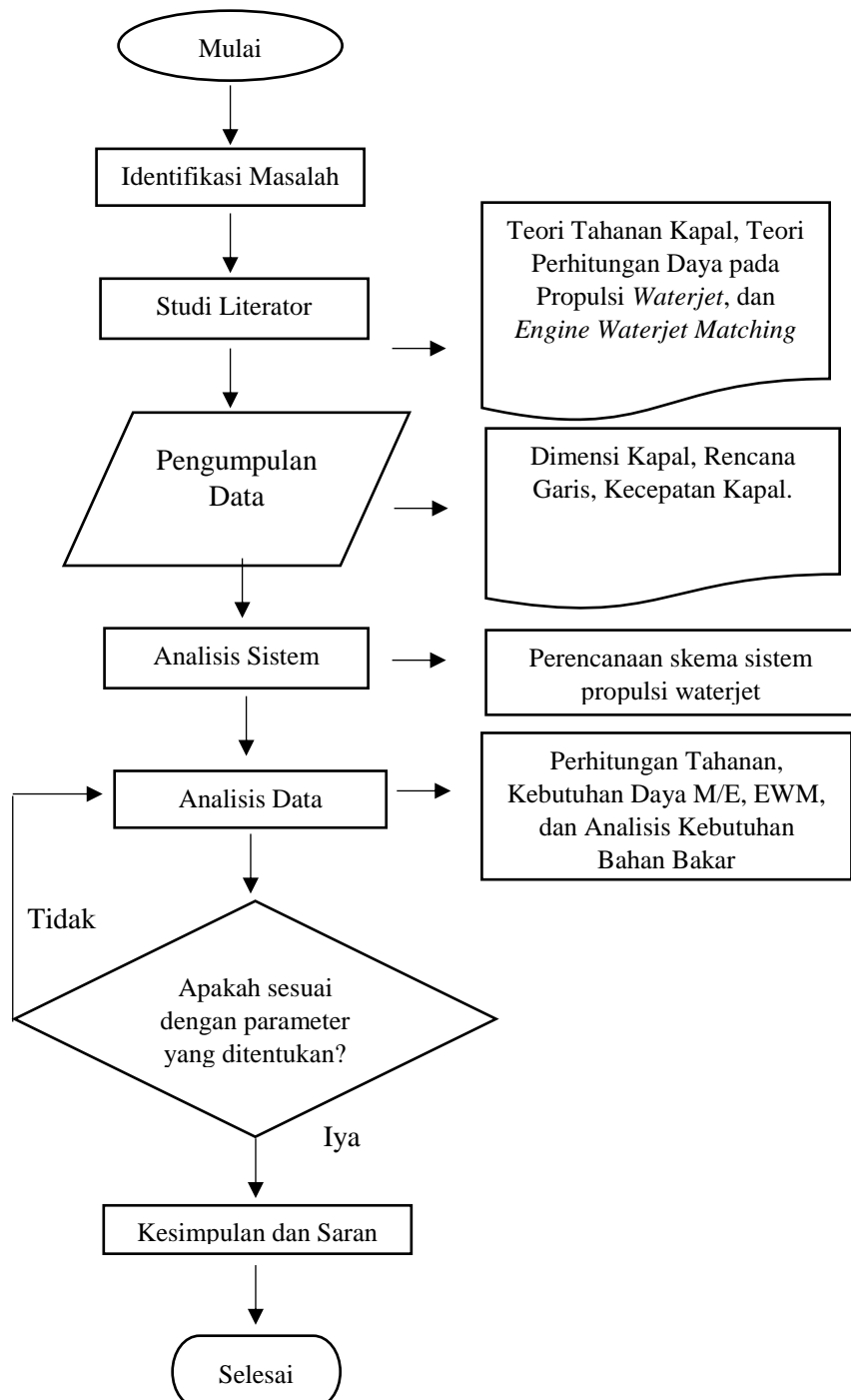


Gambar 2. 12 Grafik Jet Thrust Coefficient (Altosole, M et.al, 2012)

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI

3.1. Diagram Alur Pengerjaan



Gambar 3. 1 Diagram Alur Pengerjaan

Metodologi yang digunakan dalam penelitian ini berdasarkan perhitungan teknis sistem propulsi *waterjet*.

3.2. Identifikasi Masalah

Tahap pertama dalam penyusunan penelitian ini adalah merumuskan masalah. Pada skripsi ini masalah yang dibahas mengenai kajian teknis keseluruhan sistem propulsi kapal menggunakan *waterjet*. Masalah yang muncul dari kajian teknis ini adalah nilai tahanan kapal yang ditinjau, kebutuhan motor induk kapal, spesifikasi pompa yang dibutuhkan dan proses penyelarasan atau *mathcing* dari motor induk, pompa, dan komponen lain pada sistem propulsi *waterjet*.

3.3. Studi Literatur

Tahap kedua adalah studi literatur. Studi literatur bertujuan untuk mencari referensi yang sesuai dengan teori dasar yang dibutuhkan dalam pengerjaan skripsi. Teori dasar yang digunakan meliputi teori perhitungan tahanan kapal, teori perhitungan daya sistem propulsi *waterjet*, teori grafik kerja pompa dan teori mengenai penyesuaian kinerja motor induk dan pompa dalam propulsi *waterjet*. Referensi didapatkan dari buku, skripsi, *Paper*, dan *website* yang berkaitan.

3.4. Pengumpulan Data

Aspek yang akan diambil menjadi data pada skripsi ini adalah kapal yang menggunakan sistem propulsi *waterjet*, dimensi kapal, kecepatan kapal, dan spesifikasi sistem propulsi *waterjet* kapal. Data tersebut akan digunakan untuk menghitung kebutuhan gaya dorong dari sistem propulsi kapal dan pembuatan model kapal skala percobaan.

3.5. Analisis Sistem

Pada tahap ini pengerjaan skripsi dilakukan dengan pembuatan skema sistem propulsi *waterjet*. Skema ini adalah kebutuhan peralatan dalam satu sistem propulsi kapal. Dalam penggunaan sistem propulsi *waterjet*, peralatan yang digunakan adalah unit *waterjet propulsion*, poros, *reduction gear*, dan motor induk.

3.6. Analisis Data

Setelah pembuatan skema sistem propulsi, langkah perhitungan teknis dilakukan pada tahap analisis data. Perhitungan teknis dilakukan berawal dari perhitungan nilai tahanan total kapal dengan menggunakan dua cara yaitu perhitungan matematis dan pendekatan *software*, perhitungan kebutuhan teknis sistem propulsi *waterjet*, perhitungan kebutuhan daya motor induk, dan analisis kebutuhan bahan bakar motor induk. Parameter yang menjadi batasan yaitu dimensi kapal dan mode operasional kapal yang telah ditentukan sebagai desain awal.

3.6.1. Perhitungan Tahanan Total

Perhitungan tahanan total pada penelitian ini menggunakan metode perhitungan Savitsky *preplaning hull* dan *planing hull*. Aplikasi perhitungan metode Savitsky yang digunakan pada kapal-kapal berkecepatan tinggi dengan bentuk lambung yang prismatic. Penggunaan metode ini berdasarkan nilai *froude number* kapal pada kecepatan operasi

lebih dari 1.0 yang merepresentasikan bahwa patrol boat 10.3 m termasuk kapal cepat atau *high speed craft* sehingga cocok untuk menggunakan metode perhitungan Savitsky. Adapun parameter perhitungan pada kondisi *planing hull* yaitu nilai volume froude number berkisar 1.0-2.0 dan pada kondisi *preplaning hull* nilai volume froude number >2.0 .

3.6.2. Engine Waterjet Matching

Engine waterjet matching atau dapat disingkat EWM adalah proses penyelarasan antara performa *waterjet* dengan kapasitas yang dimiliki motor induk. Proses ini sama dengan proses *engine propeller matching*. Penggunaan grafik *jet thrust coefficient* sebagai perhitungan nilai putaran dan *thrust* yang dibutuhkan oleh *waterjet*.

3.6.3. Analisis Kebutuhan Bahan Bakar

Untuk mengestimasi kebutuhan bahan bakar motor induk pada beban *waterjet* penulis melakukan interpolasi data secara linier dari data SFOC propeller load yang telah diterbitkan oleh perusahaan pembuat mesin. Nilai kebutuhan bahan bakar ini hanya berupa estimasi dari kondisi operasional kapal.

3.7. Kesimpulan dan Saran

Tahap yang terakhir adalah pemberian kesimpulan dan saran. Kesimpulan yang dihasilkan berdasarkan hasil data penelitian yang sudah dilakukan. Data tersebut berupa hasil perhitungan secara teknis mengenai sistem propulsi *waterjet* dengan grafik pembebanan motor induk dan pompa pada variasi kecepatan kapal.

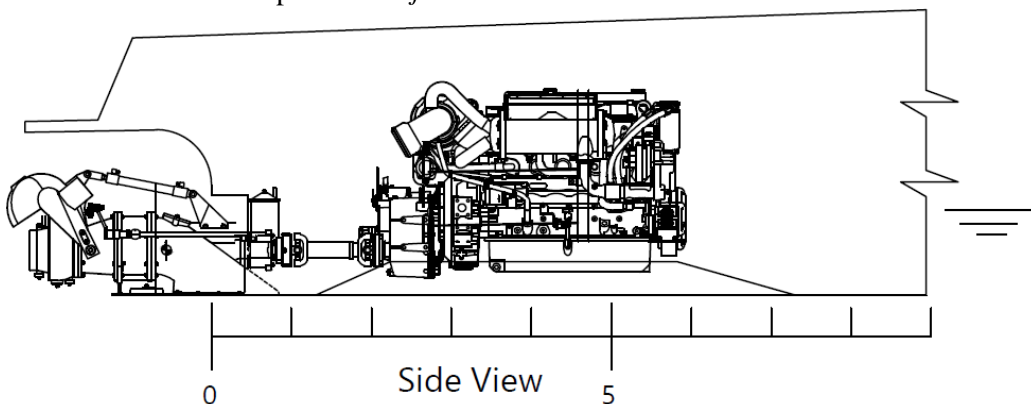
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Dimensi Patrol Boat

Tipe	: <i>Patrol Boat</i>	
L_{OA}	: 11,35	m
L_{wl}	: 10,3	m
B_x	: 3,35	m
B_{px}	: 3,25	m
T	: 0,54	m
Volume disp	: 8,086	m^3
A_T	: 1,2092	m^2
A_x	: 1,2092	m^2
β	: 16	deg
i_e	: 45	deg
Tinggi	: 1,69	m
Displasmen	: 7000	kg
C_b	: 0,434	
V_s	: 20 knot = 10,29 m/s (<i>Sail</i>)	
	: 30 knot = 15,43 m/s (<i>Sprint</i>)	
Gravitasi	: 9,81	m/s^2
ρ	: 1025	kg/m^3
LCG	: -0,961 m (dari <i>midship</i>)	
LCG	: 3,7 m (dari <i>transom</i>)	

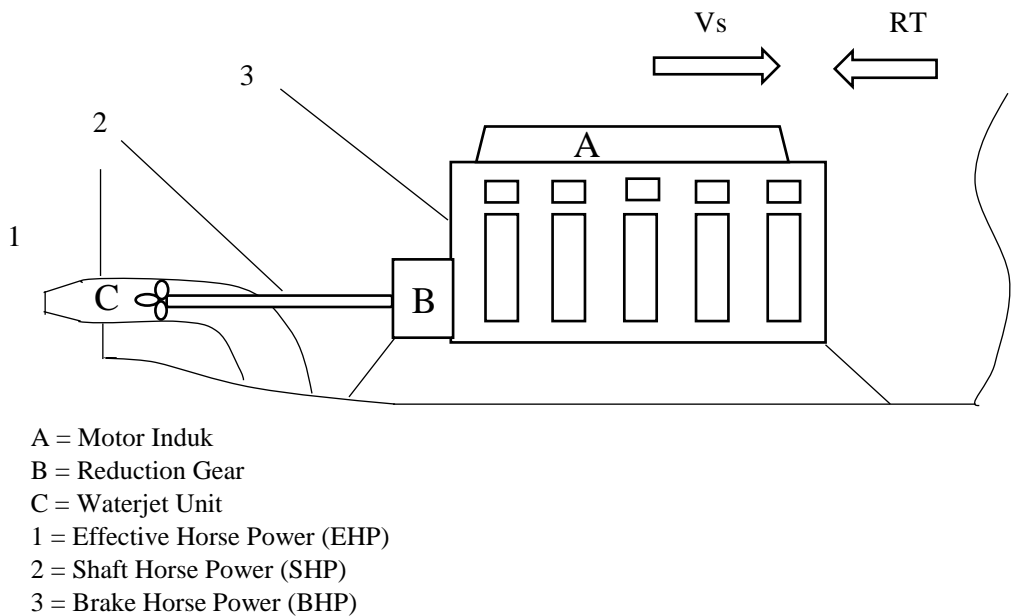
4.2. Skema Sistem Propulsi *Waterjet*



Gambar 4. 1 Desain Sistem Propulsi Waterjet

Alur pengerjaan penelitian ini bermula dengan mendefinisikan desain sistem propulsi *waterjet*. Dari gambar 4.1 terlihat bahwa peralatan yang dibutuhkan dalam sistem propulsi waterjet adalah motor induk, *reduction gear*, dan unit *waterjet*.

Berdasarkan desain tersebut, maka penulis membuat skema sistem propulsi waterjet yang akan ditinjau.



Gambar 4. 2 Skema Sistem Propulsi Waterjet

Gambar 4.2 adalah skema sistem propulsi *waterjet*. Pada sistem yang direncanakan, motor induk menggunakan *reduction gear*. Unit *waterjet* disambungkan dengan poros. Dengan skema tersebut, maka dibutuhkan beberapa perhitungan. Untuk menggerakkan kapal pada mode operasinya dengan melawan nilai tahanannya maka dibutuhkan daya yang biasa disebut sebagai *effective horse power* yang merupakan fungsi dari nilai tahanan dan kecepatan operasi kapal. Maka, langkah awal perhitungan yaitu perhitungan nilai tahanan kapal untuk mengetahui gaya dorong atau *thrust* yang dibutuhkan pada setiap variasi kecepatan kapal. Tahap kedua yaitu perhitungan teknis kebutuhan unit *waterjet* yang dibutuhkan kemudian memilih unit *waterjet* yang tersedia. Kemudian melakukan perhitungan kebutuhan daya motor induk dan pemilihan motor induk dan *reduction gear*. Setelah peralatan propulsi dipilih maka dilakukan proses *engine waterjet matching* dan analisis kebutuhan bahan bakar motor induk pada beban kerja *waterjet*.

4.3. Tahanan Patrol Boat

4.3.1. Perhitungan Matematis Tahanan *Patrol Boat* dengan Metode Savitsky

a. Perhitungan Tahanan pada Kondisi *Preplaning Hull*

Untuk perhitungan tahanan kapal secara matematis, variasi kecepatan yang ditentukan yaitu sebesar 15 knot, 16 knot, 17 knot, 18 knot, 19 knot, 20 knot, 25 knot, dan 30 knot. Langkah awal perhitungan dimulai dari menghitung nilai *froude number* pada setiap variasi kecepatan.

$$F_n = \frac{V}{\sqrt{g x \sqrt[3]{V}}} = \frac{7,72}{\sqrt{9,81x\sqrt[3]{8,086}}} = 1,74$$

Tabel 4. 1 Perhitungan *Volume Froude Number*

No	V (knot)	V (m/s)	F_{nV}
1	15	7,72	1,74
2	16	8,23	1,85
3	17	8,75	1,97
4	18	9,26	2,09
5	19	9,77	2,20
6	20	10,29	2,32
7	25	12,86	2,90
8	30	15,43	3,48

Pada sub bab 2.2.1 *Preplaning Hull* telah dijelaskan bahwa rentang nilai *froude number* pada variasi kecepatan untuk dapat dihitung menggunakan persamaan koefisien tahanan *preplaning hull* yaitu 1,0-2,0. Dari data pada tabel perhitungan di atas, yang dapat dihitung menggunakan persamaan koefisien tahanan *preplaning hull* yaitu kecepatan 15 knot, 16 knot, dan 17 knot. Setelah nilai Froude Number dihitung pada setiap variasi kecepatan maka nilai koefisien tahanan dapat dihitung.

$$\begin{aligned}
 X &= \frac{V^{1/3}}{L_{WL}} = \frac{8,086^{1/3}}{10,3} = 0,1948 \\
 Z &= \frac{V}{B_{PX}^3} = \frac{8,086}{3,25^3} = 0,2355 \\
 U &= \sqrt{2i_e} = \sqrt{2 \times 45} = 9,486 \\
 W &= \frac{A_T}{A_X} = \frac{1,2092}{1,2092} = 1 \\
 RT/\Delta &= A_1 + A_2 + A_4U + A_5W + A_6XZ + \\
 &\quad A_7XU + A_8XW + A_9ZU + A_{10}ZW + \\
 &\quad A_{15}W^2 + A_{18}XW^2 + A_{19}ZX^2 + \\
 &\quad A_{24}UW^2 + A_{27}WU^2
 \end{aligned}$$

Dari Tabel 4.2 nilai A diberikan pada setiap nilai *Froude Number*. Nilai *Froude Number* pada kecepatan 15 knot, 16 knot, dan 17 knot tidak ada dalam Tabel 4.2 maka dilakukan interpolasi linier dari data Tabel 4.2. Berikut hasil interpolasi.

Tabel 4. 2 Koefisien untuk Estimasi Perhitungan Tahanan

Coefficient		Volume Froude Number										
		1,00	1,10	1,20	0,00	1,40	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90	2,00
A1	I	0,06473	0,10776	0,09483	0,03475	0,03013	0,03163	0,03194	0,04340	0,05036	0,05612	0,05967
A2	X	-0,48680	-0,88787	-0,63720	0,00000	0,00000	0	0	0	0	0	0
A4	U	-0,01030	-0,01643	-0,01540	-0,00978	-0,00664	0	0	0	0	0	0
A5	W	-0,06490	-0,13444	-0,13580	-0,05097	-0,05540	-0,10543	-0,13289	-0,13289	-0,15597	-0,18661	-0,19758
A6	XZ	0,00000	0,00000	-0,16046	-0,21880	-0,19359	-0,20540	-0,18062	-0,18062	-0,17813	-0,18288	0,20152
A7	XU	0,10628	0,18186	0,16803	0,10434	0,09612	0,06007	0,05487	0,05487	0,05099	0,04744	0,04645
A8	XW	0,97310	1,83080	1,55972	0,43510	0,51820	0,58230	0,78195	0,78195	0,92859	1,18569	1,30026
A9	ZU	-0,00272	-0,00389	-0,00309	-0,00198	-0,00215	-0,00372	-0,00332	-0,00332	-0,00308	-0,00244	-0,00212
A10	ZW	0,01089	0,01467	0,03481	0,03481	0,03901	0,04794	0,04187	0,04187	0,04111	0,04124	0,04340
A15	W2	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,08317	0,12147	0,12147	0,14928	0,18090	0,19769
A18	XW2	-1,40962	-2,46696	-2,15556	-2,15556	-0,95276	-0,70895	-0,95929	-0,95929	-1,12178	-1,38644	-1,55127
A19	ZX2	0,29136	0,47305	1,02992	1,02992	0,97757	1,19737	1,01562	1,01562	0,93144	0,78414	0,78282
A24	UW2	0,02971	0,05877	0,05198	0,05198	0,02413	0	0	0	0	0	0
A27	WU2	-0,00150	-0,00356	-0,00303	-0,00303	-0,00140	0	0	0	0	0	0

Tabel 4. 3 Data Hasil Interpolasi Linier

	Fn						
	1,7	1,74	1,8	1,85	1,9	1,97	2
A ₁	0,04343	0,0462	0,0504	0,0532	0,0561	0,0586	0,0597
A ₂	0	0	0	0	0	0	0
A ₄	0	0	0	0	0	0	0
A ₅	-0,1329	-0,142	-0,156	-0,171	-0,187	-0,194	-0,198
A ₆	-0,1806	-0,18	-0,178	-0,181	-0,183	0,0862	0,2015
A ₇	0,05487	0,0533	0,051	0,0492	0,0474	0,0467	0,0465
A ₈	0,0782	0,4183	0,9285	1,0571	1,1857	1,2659	1,3003
A ₉	-0,0033	-0,003	-0,003	-0,003	-0,002	-0,002	-0,002
A ₁₀	0,04187	0,0416	0,0411	0,0412	0,0412	0,0428	0,0434
A ₁₅	0,12147	0,1326	0,1493	0,1651	0,1809	0,1927	0,1977
A ₁₈	-0,9593	-1,024	-1,122	-1,254	-1,386	-1,502	-1,551
A ₁₉	1,01562	0,9819	0,9314	0,8578	0,7841	0,7832	0,7828
A ₂₄	0	0	0	0	0	0	0
A ₂₇	0	0	0	0	0	0	0

Setelah nilai interpolasi didapatkan maka koefisien tahanan pada kondisi *preplaning hull* dapat dihitung. Berikut hasil perhitungan.

Tabel 4. 4 Perhitungan Koefisien Tahanan pada Setiap Kecepatan

	V (knot)		
	15	16	17
A ₁	0,046202	0,05324	0,058605
A ₂ X	0	0	0
A ₄ U	0	0	0
A ₅ W	-0,142122	-0,17129	-0,194289
A ₆ XZ	-0,008245767	-0,00828621	0,003957072
A ₇ XU	0,09857037	0,090985048	0,086422392
A ₈ XW	0,163804251	0,20599909	0,246687366
A ₉ ZU	-0,007204963	-0,00616802	-0,004952294
A ₁₀ ZW	0,0097916	0,009699493	0,01007593
A ₁₅ W ²	0,132594	0,16509	0,192653
A ₁₈ XW ²	-0,199605507	-0,244391959	-0,292664102
A ₁₉ ZX ²	0,008784287	0,007673597	0,007006475
A ₂₄ UW ²	0	0	0
A ₂₇ WU ²	0	0	0
R _T /Δ	0,102568271	0,102551038	0,113501839

Tabel 4. 5 Koefisien Tahanan Hasil Perhitungan

No	V (knot)	V (m/s)	F _{nV}	R _t /Δ
1	15	7,72	1,74	0,1026
2	16	8,23	1,85	0,1026
3	17	8,75	1,97	0,1135

Koreksi perhitungan koefisien tahanan diperlukan karena persamaan (06) digunakan untuk menghitung koefisien tahanan dengan berat displasmen kapal 100.000 lb atau 45.359,24 kg. Berikut perhitungan koefisien tahanan koreksi.

$$\left(\frac{Rt}{\Delta_{7000 \text{ kg}}}\right) = \left(\frac{Rt}{\Delta_{100.000}}\right) + [(C_F + C_A) - C_{F\Delta}] \frac{1}{2} \frac{S}{V^{2/3}} F_{nV}^2$$

Di mana:

$$Rn = \frac{F_{N\gamma} \left(\frac{L}{\nabla^{1/3}} \right) \sqrt{32,2 \times \frac{100000}{64}}}{1,2817 \times 10^{-5}}$$

$$C_F = \frac{0,075}{(\log R_n - 2)^2}$$

$$\frac{0,242}{\sqrt{C_{F\Delta}}} = \log(R_n C_{F\Delta})$$

$$S/\nabla^{2/3} = 2,262 \left(\frac{Lwl}{\nabla^{1/3}} \right)^{0,5} \left[1 + 0,046 \frac{Bx}{T} + 0,00287 \left(\frac{Bx}{T} \right)^2 \right]$$

$$S/\nabla^{2/3} = \left(\frac{Lwl}{\nabla^{1/3}} \right)^2 \left[1,7 \frac{Bx}{Lwl} \times \frac{T}{Bx} + \frac{Bx}{Lwl} Cb \right]$$

Diasumsikan nilai $C_A = 0$

Tabel 4. 6 Perhitungan Nilai Koefisien Gesek dan Reynold's Number

No	V (knot)	V (m/s)	$F_{N\gamma}$	$Rt/\Delta_{100,000lb}$	Rn	Cf
1	15	7,72	1,74	0,1026	156171314,5	0,00111715
2	16	8,23	1,85	0,1026	166582735,4	0,001109546
3	17	8,75	1,97	0,1135	176994156,4	0,001102474

Tabel 4. 7 Perhitungan Nilai Tahanan Total Koreksi

No	V (knot)	V (m/s)	$S/\nabla^{2/3}$	$Cf\Delta$	$Rt/\Delta_{7000 \text{ kg}}$	Rt (N)
1	15	7,72	1,182	0,0000105	0,1048	7198,17
2	16	8,23	1,182	0,0000104	0,1051	7217,27
3	17	8,75	1,182	0,0000102	0,1164	7990,74

b. Perhitungan Tahanan pada Kondisi *Planing Hull*

$$R_T = \Delta \tan \tau + \left(\frac{\rho V^2 \lambda B_{Fx}^2 C_f}{2 \cos \tau \cos \beta} \right)$$

$$\lambda = \frac{(L_K - L_C)}{2Bx}$$

λ = Mean Wetted length-beam ratio

$$(L_k - L_c) = \frac{b \tan \beta}{\pi \tan \tau}$$

Tabel 4. 8 Perhitungan Koefisien Gesek dan Reynold's Number

No	V (knot)	V (m/s)	Fn	Rn	Cf
1	18	9,26	2,09	187405577,3	0,001096
2	19	9,77	2,20	197816998,3	0,001090
3	20	10,29	2,32	208228419,3	0,001084
4	25	12,86	2,90	260285524,1	0,001059
5	30	15,43	3,48	312342628,9	0,001039

Tabel 4. 9 Perhitungan Nilai Tahanan Total pada Kondisi *Planing Hull*

No	V (m/s)	β	τ	$\cos \beta$	$\cos \tau$	$\tan \tau$	λ	Rt (N)
1	9,26	16	2,5	0,9613	0,999	0,0437	1,0458	3552,13
2	9,77	16	2,6	0,9613	0,999	0,0454	1,0055	3708,39
3	10,29	16	3	0,9613	0,9986	0,0524	0,8712	4162,557
4	12,86	16	3,2	0,9613	0,9984	0,0559	0,8167	4646,15
5	15,43	16	3,3	0,9613	0,9983	0,0577	0,7919	5065,34

Tahapan selanjutnya adalah perhitungan tahanan tambahan gelombang. Telah dijelaskan pada bab dua mengenai batasan penggunaan persamaan tahanan tambahan gelombang. Berikut ini perhitungan yang telah dilakukan.

Tahap pertama adalah perhitungan nilai *speed-length ratio* pada masing-masing kecepatan kapal. Hal ini dibutuhkan untuk melihat kesesuaian dengan batasan penggunaan persamaan.

Tabel 4. 10 Perhitungan Nilai *Speed Length Ratio*

No	V (knot)	L (m)	L (ft)	V/\sqrt{L}	τ	β
1	18			3,096	2,5	16
2	19			3,268	2,6	16
3	20	10,3	33,793	3,440	3	16
4	25			4,301	3,2	16
5	30			5,161	3,3	16

Kemudian untuk parameter yang lainnya dapat dilihat pada tabel berikut ini.

Tabel 4. 11 Data Batasan Penggunaan Persamaan

$H_{1/3}$	$H_{1/3} / b$	L/b	b
1,5	0,461538462	3,17	3,25

Setelah parameter persamaan terpenuhi maka perhitungan dapat dilakukan. Perhitungan dilakukan pada *speed length ratio* 2, 4, dan 6. Kemudian nilai tersebut akan diinterpolasi secara linier sesuai dengan *speed length ratio* pada masing-masing kecepatan kapal.

$$V_K/\sqrt{L} = 2$$

$$\frac{R_{AW}}{\rho b^3} = 66 \times 10^{-6} \left(\frac{H_{1/3}}{b} + 0,5 \right) \frac{(L/b)^3}{C_A} + 0,0043(\tau - 4)$$

Tabel 4.12

Tabel 4. 12 . Nilai Tahanan Tambahan Gelombang pada $V_K/\sqrt{L} = 2$

No	V (knot)	Raw/ ρb^3	Raw (N)
1	18	0,002131692	735,8130681
2	19	0,002561692	884,239556
3	20	0,004281692	1477,945508
4	25	-	-
5	30	-	-

$$V_K/\sqrt{L} = 4$$

$$\frac{R_{AW}}{\Delta} = \frac{0,3^{H_{1/3}/b}}{1 + 2^{H_{1/3}/b}} \left(1,76 - \frac{\tau}{6} - 2(\tan \beta)^3 \right)$$

Tabel 4.13.

Tabel 4. 13 Nilai Tahanan Tambahan Gelombang pada $V_K/\sqrt{L} = 4$

No	V (knot)	Raw/ Δ	Raw (N)
1	18	0,093324906	6408,621
2	19	0,092124906	6326,217

No	V (knot)	Raw/ Δ	Raw (N)
3	20	0,087324906	5996,601
4	25	0,084924906	5831,793
5	30	0,083724906	5749,389

$$V_k/\sqrt{L} = 6$$

$$\frac{R_{AW}}{\rho b^3} = \frac{0,158 H_{1/3}/b}{1 + \left(H_{1/3}/b\right) \left[0,12\beta - 21C_{\Delta} \left(5,6 - \frac{L}{b}\right) + 7,5 \left(6 - \frac{L}{b}\right)\right]}$$

Tabel 4. 14 Nilai Tahanan Tambahan Gelombang pada $V_k/\sqrt{L} = 6$

No	V (knot)	Raw/ ρb^3	Raw
1	18	-	-
2	19	-	-
3	20	-	-
4	25	0,011888052	4103,492528
5	30	0,011888052	4103,492528

Tahap selanjutnya melakukan interpolasi linier menyesuaikan *speed length ratio* pada masing-masing kecepatan kapal. Berikut hasil perhitungan yang telah dilakukan.

Tabel 4. 15 Nilai Tahanan Tambahan Gelombang pada Hasil Interpolasi Linier

No	V (knot)	V_k/\sqrt{L}	Raw(N)
1	18	2	735,813
		4	6408,621
		3,096	3845,688
2	19	2	884,240
		4	6326,217
		3,268	4335,645
3	20	2	1477,946

No	V (knot)	Vk/ \sqrt{L}	Raw(N)
		4	5996,601
		3,440	4732,419
		4	5831,793
4	25	6	4103,493
		4,301	5572,050
		4	5749,389
5	30	6	4103,493
		5,161	4794,200

Nilai tahanan total kapal dapat dihitung dengan cara menjumlahkan semua aspek nilai tahanan pada kondisi planing hull. Berikut tabel hasil perhitungan tahanan total.

Tabel 4. 16 Tahanan Total pada Kondisi *Planing Hull*

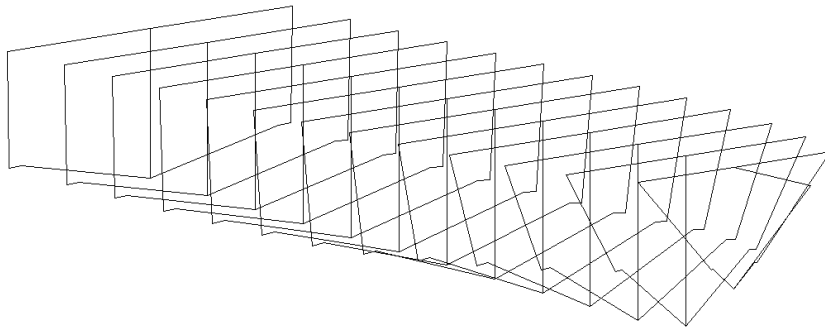
No	V (knot)	V (m/s)	Rt (N)	Raw (N)	R (N)	R (kN)
1	18	9,26	3552,129	3845,688	7397,82	7,39781708
2	19	9,77	3708,398	4335,645	8044,04	8,044043178
3	20	10,29	4162,557	4732,419	8894,98	8,894976102
4	25	12,86	4646,145	5572,050	10218,20	10,21819578
5	30	15,43	5065,337	4794,200	9859,54	9,859537642

4.3.2. Menghitung Tahanan *Patrol Boat* menggunakan *Software Maxsurf*

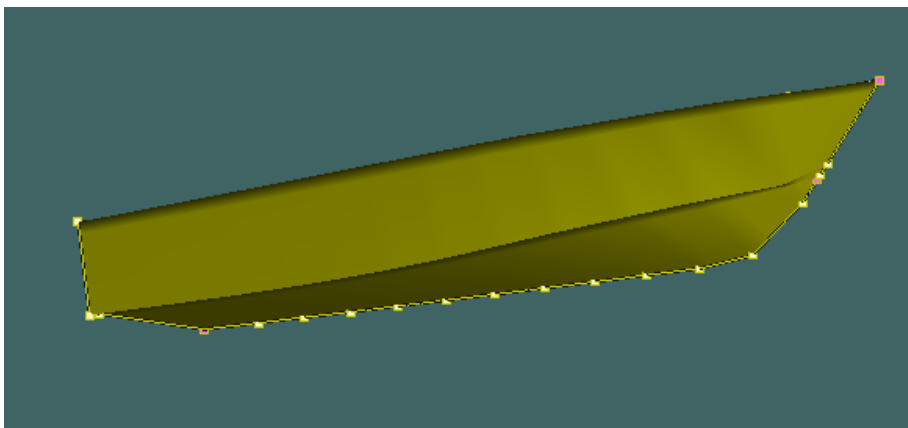
Untuk mendapatkan nilai tahanan kapal dapat pula menggunakan pendekatan secara komputasi yaitu menggunakan *software Maxsurf Resistance*.

Langkah awal yang harus ditempuh adalah pembuatan model kapal. Pembuatan model kapal diawali dengan pembuatan rangka kapal secara tiga dimensi dengan *software AutoCAD*. Setelah pembuatan model rangka kapal secara tiga dimensi selesai maka tahap pembuatan model berlanjut ke *software Maxsurf Model*. Rangka kapal diberikan bentuk lambung dan kemudian model kapal dihitung menggunakan *software Maxsurf Resistance*. Berikut gambar rangka kapal dan model kapal.

Perhitungan nilai tahanan kapal dengan pendekatan komputasi menggunakan *software Maxsurf Resistance*. Perhitungan dirancang dengan variasi kecepatan dari 15-30 knot. Berikut hasil perhitungan nilai tahanan dengan *software Maxsurf Resistance*.



Gambar 4. 3 Rangka Kapal dalam Bentuk Tiga Dimensi



Gambar 4. 4 Model Kapal

Tabel 4. 17 Rangkuman Hasil Perhitungan Tahanan Total dengan Dua Cara

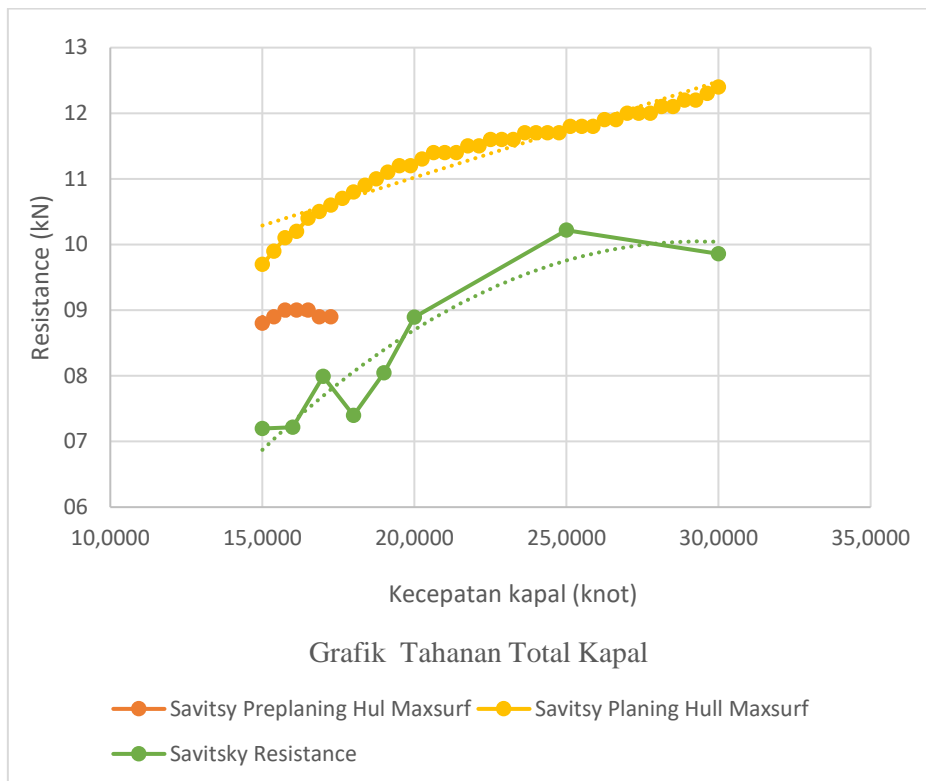
No	V (knot)	V (m/s)	Perhitungan Matematis		Pendekatan <i>Software</i>		Kondisi
			Rt (N)	Rt (kN)	Rt (N)	Rt (kN)	
1	15	7,717	7198,168	7,198	8800	8,8	Pre-Planing Hull
2	16	8,231	7217,272	7,217	9000	9	
3	17	8,746	7990,740	7,991	8900	8,9	
4	18	9,260	7397,82	7,398	10800	10,8	<i>Planing Hull</i>
5	19	9,774	8044,04	8,044	11100	11,1	
6	20	10,289	8894,98	8,895	11300	11,3	

No	V (knot)	V (m/s)	Perhitungan Matematis		Pendekatan <i>Software</i>		Kondisi
			Rt (N)	Rt (kN)	Rt (N)	Rt (kN)	
7	25	12,861	10218,20	10,218	11800	11,8	
8	30	15,433	9859,54	9,860	12400	12,4	

Tabel 4. 18 Hasil Perhitungan Tahanan Metode Savitsky dengan *Software Maxsurf*

	Speed (kn)	Froude No. LVWL	Froude No. Vol.	Savitsky Pre-planing Resist. (kN)	Savitsky Pre-planing Power (kW)	Savitsky Planing Resist. (kN)	Savitsky Planing Power (kW)
1	15.000	0.779	1.716	8.8	80.260	9.7	88.143
2	15.375	0.799	1.759	8.9	83.041	9.9	91.994
3	15.750	0.818	1.802	9.0	85.827	10.1	95.840
4	16.125	0.838	1.845	9.0	87.712	10.2	99.667
5	16.500	0.857	1.888	9.0	89.597	10.4	103.455
6	16.875	0.877	1.930	8.9	91.163	10.5	107.222
7	17.250	0.896	1.973	8.9	92.582	10.6	110.931
8	17.625	0.916	2.016	—	—	10.7	114.586
9	18.000	0.935	2.059	—	—	10.8	118.182
10	18.375	0.955	2.102	—	—	10.9	121.717
11	18.750	0.974	2.145	—	—	11.0	125.191
12	19.125	0.994	2.188	—	—	11.1	128.606
13	19.500	1.013	2.231	—	—	11.2	131.964
14	19.875	1.032	2.274	—	—	11.2	135.269
15	20.250	1.052	2.316	—	—	11.3	138.525
16	20.625	1.071	2.359	—	—	11.4	141.737
17	21.000	1.091	2.402	—	—	11.4	144.912
18	21.375	1.110	2.445	—	—	11.4	148.055
19	21.750	1.130	2.488	—	—	11.5	151.172
20	22.125	1.149	2.531	—	—	11.5	154.271
21	22.500	1.169	2.574	—	—	11.6	157.356
22	22.875	1.188	2.617	—	—	11.6	160.435
23	23.250	1.208	2.660	—	—	11.6	163.513
24	23.625	1.227	2.703	—	—	11.7	166.596
25	24.000	1.247	2.745	—	—	11.7	169.690
26	24.375	1.266	2.788	—	—	11.7	172.800
27	24.750	1.286	2.831	—	—	11.7	175.932
28	25.125	1.305	2.874	—	—	11.8	179.091
29	25.500	1.325	2.917	—	—	11.8	182.280
30	25.875	1.344	2.960	—	—	11.8	185.506
31	26.250	1.364	3.003	—	—	11.9	188.771
32	26.625	1.383	3.046	—	—	11.9	192.081
33	27.000	1.403	3.089	—	—	12.0	195.439
34	27.375	1.422	3.132	—	—	12.0	198.849
35	27.750	1.442	3.174	—	—	12.0	202.314
36	28.125	1.461	3.217	—	—	12.1	205.838
37	28.500	1.481	3.260	—	—	12.1	209.424
38	28.875	1.500	3.303	—	—	12.2	213.076
39	29.250	1.519	3.346	—	—	12.2	216.795
40	29.625	1.539	3.389	—	—	12.3	220.585
41	30.000	1.558	3.432	—	—	12.4	224.448

Perbandingan nilai tahanan antara perhitungan matematis dan estimasi dengan perangkat lunak dijabarkan pada grafik di bawah ini. Nilai tahanan yang digunakan untuk perhitungan kebutuhan daya mesin utama adalah hasil estimasi perangkat lunak.



Gambar 4. 1 Grafik Nilai Tahanan pada Hasil Perhitungan Kondisi *Preplaning Hull* dan *Planing Hull*

4.4. Sistem Propulsi *Waterjet*

4.4.1. Daya Efektif

Pada penelitian ini, kapal dirancang dapat mencapai kecepatan operasi sebesar 30 knot. Motor induk dan sistem propulsi dirancang sedemikian rupa sehingga parameter tersebut dapat tercapai. Berikut ini daya efektif agar kapal dapat bergerak dengan kecepatan 30 knot.

$$\begin{aligned}
 \text{EHP} &= R_T \times V_s \\
 &= 12,4 \text{ kN} \times 15,43 \text{ m/s} \\
 &= 191,373 \text{ Kw} \\
 &= 256,632 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

4.4.2. Estimasi Daya Motor Induk

Pada penelitian ini, patrol boat 10,3 m direncanakan menggunakan dua motor induk. Maka nilai thrust kapal akan dibagi 2 yang akan menjadi nilai *thrust* masing-masing motor induk. Berikut ini perhitungan *thrust*.

$$T = R_T \times (1 - t)$$

Di mana:

$t = 0$ (asumsi awal)

$$T = R_T / 2 = 12,4 / 2 \text{ kN} = 6,2 \text{ kN} = 1393,816 \text{ lbf}$$

Nilai *Overall Propulsive Coefficient* (OPC) diasumsikan 56% atau 0,56. *Overall Propulsive Coefficient* (OPC) merupakan nilai seluruh efisiensi. Berikut persamaan OPC dan perhitungan kebutuhan daya masing-masing motor induk.

$$OPC = \eta_t \eta_r \eta_p \eta_j (1 - t)$$

$$\begin{aligned} \text{BHP} &= T \times \frac{V_s}{\text{OPC}} \\ &= 6,2 \text{ kN} \times \frac{15,43 \text{ m/s}}{0,56} \\ &= 170,869 \text{ kW (kebutuhan daya satu mesin)} \\ &= 229,135 \text{ HP} \end{aligned}$$

4.4.3. Perhitungan Kebutuhan Daya Motor Induk, Spesifikasi *Waterjet* dan *Overall Propulsive Coefficient* (OPC)

a. Diameter *Inlet* Sistem Propulsi *Waterjet*

Untuk menentukan dimensi diameter *inlet waterjet* dapat menggunakan grafik *power density* (SHP/S) hasil dari komputasi (Allison et.al, 1993). Sumbu vertikal merupakan fungsi *Thrust* (T) dibagi *Brake Horse Power* (BHP) dengan satuan lbf/HP sedangkan sumbu horizontal merupakan fungsi *Shaft Horse Power* (SHP) dibagi diameter sisi isap pompa (S) kuadrat. Berikut perhitungan dimensi sisi masuk pompa *waterjet*.

Nilai *Shaft Horse Power* (SHP) merupakan nilai *Brake Horse Power* (BHP) dikali dengan efisiensi transmisi (η_T). Nilai efisiensi transmisi pada tahap awal ini diasumsikan sebesar 0,9. Berikut perhitungan nilai *Shaft Horse Power* (SHP).

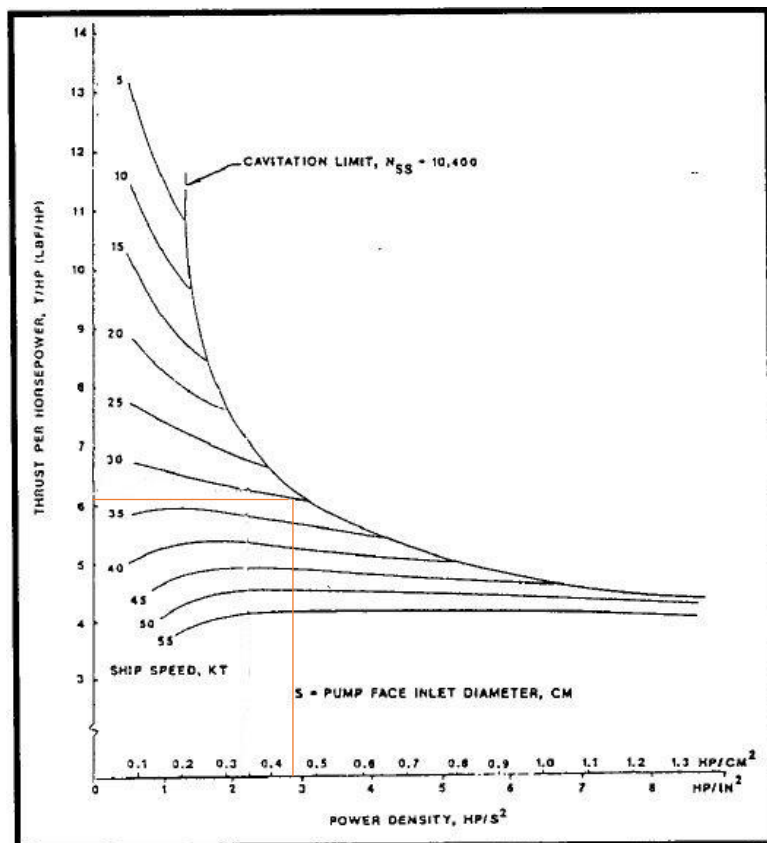
$$\begin{aligned} \text{Shaft Horse Power} &= \text{BHP} \times \eta_T \\ &= 170,869 \text{ kW} \times 0,95 \\ &= 162,326 \text{ kW} \\ &= 217,68 \text{ HP} \end{aligned}$$

Pada sumbu vertikal grafik terdapat nilai *Thrust* dibanding dengan *Brake Horse Power* (BHP). Berikut perhitungan perbandingan tersebut.

$$\begin{aligned} \text{Nilai Sumbu Y} &= T / \text{BHP} \quad [\text{lbf/HP}] \\ &= 1393,816 \text{ lbf} / 229,135 \text{ HP} \\ &= 6,083 \end{aligned}$$

Di bawah ini merupakan grafik *power density* yang digunakan untuk menghitung dimensi sisi isap pompa *waterjet* dengan mempertimbangkan aspek kavitasi yang dibatasi dengan kurva *cavitation limit*.

Nilai SHP/S^2 (sumbu X) = $0,46 \text{ HP/cm}^2 = 2,9 \text{ HP/inch}^2$. Setelah didapatkan nilai *Shaft Horse Power* (SHP) dari grafik di atas maka nilai diameter sisi isap pompa *waterjet* dapat dihitung. Berikut ini perhitungan diameter sisi isap pompa *waterjet* (S) sebagai berikut.



Gambar 4. 5 Grafik Power Density

$$S = \sqrt{\frac{SHP}{0,46}}$$

$$S = \sqrt{\frac{217,68}{0,46}} = 21,175 \quad [\text{cm}]$$

$$S = 0,218$$

Menurut Allison tahun 1993, diameter *impeller* mendekati 1,4 diamet [cm]
 Berikut perhitungan estimasi diameter impeller

$$\text{Dim} = 1,4 \times S \text{ (approximately)} \quad [\text{m}]$$

$$\text{Dim} = 1,3 \times 0,218 = 0,261 \text{ m} = 26,1 \text{ cm}$$

b. Diameter Nosel Sistem Propulsi *Waterjet*

Setelah perhitungan diameter inlet sistem propulsi *waterjet* selesai, maka berlanjut ke perhitungan dimensi nosel. Untuk menghitung nilai diameter nosel

diperlukan nilai rasio luas area nosel dibagi dengan luas area inlet. Nilai rasio ini diasumsikan oleh peneliti. Berikut ini nilai asumsi yang diberikan.

$$A_j / A_i = 0,4$$

Di mana:

A_j = Luas Area Nosel

A_i = Luas Area Inlet

Nilai luas area inlet sebagai berikut.

$$A_i = \frac{1}{4} \pi S^2 \quad [\text{m}^2]$$

$$A_i = \frac{1}{4} 3,14 0,212^2$$

$$A_i = 0,0371 \quad [\text{m}^2]$$

Nilai luas area nosel dan diameter nosel sebagai berikut.

$$A_j = 0,4 A_i \quad [\text{m}^2]$$

$$A_j = 0,4 0,0371 \quad [\text{m}^2]$$

$$A_j = 0,0149$$

$$D_j = \sqrt{\frac{4 A_j}{\pi}} \quad [\text{m}]$$

$$D_j = \sqrt{\frac{4 0,0149}{3,14}}$$

$$D_j = 0,1376 \quad [\text{m}]$$

c. Efisiensi *Waterjet* (η_j)

Dasar teori mengenai persamaan efisiensi *waterjet* (η_j) telah dijelaskan di BAB II. Untuk menghitung nilai efisiensi *waterjet* diperlukan nilai kecepatan jet (V_j) dan nilai *wake fraction* (w). Nilai *wake fraction* (w) diasumsikan sebesar 0,95. Berikut persamaan efisiensi jet.

$$\eta_j = \frac{1}{(1-w)} \cdot \frac{2\mu(1-\mu)}{1+\psi - (1-\zeta)\mu^2 + \frac{2gh_j}{v_j^2}}$$

Untuk tahap awal dilakukan perhitungan kecepatan jet (V_j) yang merupakan turunan dari persamaan *thrust* atau persamaan momentum yang tercipta.

$$T_N = \dot{m}(V_j - V_w)$$

$$T_N = \rho A_j V_j (V_j - V_w)$$

$$\frac{T_N}{\rho A_j} = V_j (V_j - V_w)$$

Di mana:

$$V_w = (1-w) V_s \quad [\text{m/s}]$$

$$V_w = (1-0,05) 15,43 \quad [\text{m/s}]$$

$$V_w = 14,6617 \quad [\text{m/s}]$$

Berikut perhitungan kecepatan jet.

$$2V_J = V_w + \sqrt{V_w^2 + \frac{4T}{\rho A_J}} \quad [\text{m/s}]$$

$$2V_J = 14,6617 + \sqrt{14,6617^2 + \frac{4 \cdot 6200}{1025 \cdot 0,0141}} \quad [\text{m/s}]$$

$$V_J = 28,798 \quad [\text{m/s}]$$

Nilai *Jet Velocity Ratio* sebagai berikut.

$$\begin{aligned} \mu &= V_s / V_J \\ &= 15,43 / 28,7898 \\ &= 0,536 \end{aligned}$$

Maka nilai efisiensi jet ideal sebagai berikut.

$$\begin{aligned} \eta_{J \text{ ideal}} &= \frac{2\mu}{(1 + \mu)} \\ &= \frac{2 \cdot 0,536}{(1 + 0,536)} \\ \eta_{J \text{ ideal}} &= 0,697 \end{aligned}$$

Kemudian perhitungan nilai efisiensi jet yang menyertakan aspek kerugian pada sistem propulsi *waterjet* menggunakan persamaan di bawah ini.

$$\eta_J = \frac{1}{(1 - w)} \frac{2\mu(1 - \mu)}{1 + \psi - (1 - \zeta)\mu^2 + \frac{2gh_j}{v_j^2}}$$

Di mana:

- ψ = Koefisien kerugian yang terjadi pada pompa
= 1%-4%, diasumsikan sebesar 3%
- ζ = Koefisien kerugian yang terjadi pada sisi isap
= 16%-20%, diasumsikan sebesar 18%
- h_j = Tinggi nosel pada sumbu *centerline waterjet*
= diasumsikan sebesar 0,3 m

$$\begin{aligned} \eta_J &= \frac{1}{(1 - 0,05)} \frac{2 \cdot 0,536(1 - 0,536)}{1 + 0,03 - (1 - 0,18) 0,536^2 + \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,3}{23,978^2}} \\ \eta_J &= 0,653 \end{aligned}$$

d. Efisiensi Pompa (η_P)

Dalam penelitian ini direncanakan penggunaan *axial flow pump* sebagai propulsor *waterjet* dengan asumsi nilai efisiensi sebesar 90%.

e. Efisiensi Transmisi (η_T)

Untuk efisiensi transmisi, peneliti mengasumsikan nilainya sebesar 90% atau 0,90.

f. *Overall Propulsive Coefficient (OPC)*

$$OPC = \frac{1}{(1-t)} \eta_J \eta_P \eta_T \eta_H$$

Tabel 4.19 Hasil Perhitungan Efisiensi Propulsi

No.	Keterangan	Nilai
1	Efisiensi Jet	0,653
2	Efisiensi Pompa	0,9
3	Efisiensi Transmisi	0,95
4	1-t	1
5	OPC	0,558

g. Perhitungan Ulang Kebutuhan Daya Mesin

Setelah perhitungan Overall Propulsive Coefficient selesai maka kebutuhan daya mesin dihitung ulang dengan nilai OPC yang telah dihitung. Berikut perhitungannya.

$$BHP = T \times \frac{Vs}{OPC}$$

Di mana:

OPC = 0,525 sehingga,

$$\begin{aligned}
 BHP &= 6,2 \text{ kN} \times \frac{15,43 \text{ m/s}}{0,558} \\
 &= 171,33 \text{ kW} \\
 &= 229,75 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

4.5. Kapasitas Pompa dan *Head* Pompa.

4.5.1. Kapasitas Pompa

Untuk nilai kapasitas dapat dihitung dengan fungsi kecepatan dan luasan jet. Berikut ini perhitungan kapasitas pompa pada kecepatan kapal 30 knot.

$$Q = A_J \cdot V_J$$

Di mana:

A = Luas Area Jet. 0,0149 m²

V = Kecepatan Jet. 28,798 m/s

Q = 0,0149 m² . 28,798 m/s

Q = 0,428 m³/s = 1540,445 m³/h

Tabel 4. 20 Hasil Perhitungan Kapasitas Pompa pada Variasi Kecepatan Kapal

V (knot)	V (m/s)	V _w (m/s)	V _j (m/s)	Q (m ³ /s)	Q (m ³ /h)
15	7,72	7,33	21,05	0,313	1126,175
16	8,23	7,82	21,54	0,320	1152,105

V (knot)	V (m/s)	V _w (m/s)	V _j (m/s)	Q (m ³ /s)	Q (m ³ /h)
18	9,26	8,80	23,74	0,353	1269,637
20	10,29	9,77	24,76	0,368	1324,366
25	12,86	12,22	26,72	0,397	1429,169
30	15,43	14,66	28,80	0,428	1540,445

4.5.2. Pump Head

Head pump pada aplikasi *waterjet* telah dijelaskan pada BAB II. Fungsi utama perhitungan *head pump waterjet* adalah kecepatan jet, kecepatan *wake*, dan ketinggian *waterjet* di atas garis air. Adapun aspek kerugian (*losses*) termasuk pada perhitungan yaitu kerugian *inlet* dan kerugian pada nosel. Berikut perhitungan *head pump waterjet*.

$$H = \frac{V_j^2 \eta_N}{2g} - \frac{\eta_i V_w^2}{2g} + h_j$$

Di mana:

$$\eta_N = 0,99$$

$$\eta_i = 1,05$$

$$h_j = 0,3 \text{ m}$$

Maka, nilai *head pump waterjet* yang dibutuhkan pada setiap variasi kecepatan sebagai berikut.

Tabel 4. 21 Hasil Perhitungan Head Pump Waterjet

No.	V (knot)	V _w (m/s)	V _j (m/s)	H (m)
1	15	7,33	21,05	20,32
2	16	7,82	21,54	21,05
3	18	8,80	23,74	25,39
4	20	9,77	24,76	27,14
5	25	12,22	26,72	29,98
6	30	14,66	28,80	33,06

4.6. Rangkuman Perhitungan Spesifikasi Waterjet dan Mesin Induk

Berikut ini diberikan tabel rangkuman hasil perhitungan kebutuhan spesifikasi *waterjet* dan mesin induk.

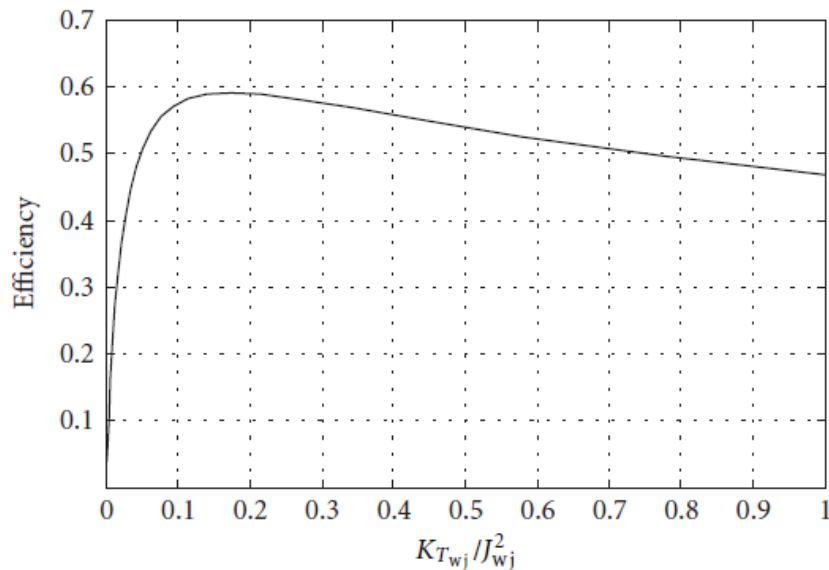
Tabel 4. 22 Rangkuman Perhitungan Spesifikasi Waterjet

No.	Keterangan	Nilai
1	Diameter Inlet (S)	0,218 m

No.	Keterangan	Nilai
2	Diameter Jet (D_j)	0,1367 m
3	Diameter Impeller (D_{im})	0,261 m (<i>Initial guess</i>)
4	Kecepatan Jet (V_j) pada $V_s = 30$ knot (sprint)	28,80 m/s
	Kecepatan Jet (V_j) pada $V_s = 20$ knot (sail)	24,76 m/s
5	Kapasitas Pompa (Q) pada $V_s = 30$ knot (sprint)	0,43 m ³ /s = 1540,17 m ³ /h
	Kapasitas Pompa (Q) pada $V_s = 20$ knot (sprint)	0,37 m ³ /s = 1324,37 m ³ /h
6	Head Pump (H) pada $V_s = 30$ knot (sprint)	33,06 m
	Head Pump (H) pada $V_s = 20$ knot (sprint)	27,14 m

4.7. Estimasi Daya Mesin Utama dan Kebutuhan Daya Pompa *Waterjet* dengan Metode *Nondimensional Curve*

4.7.1. Perencanaan Diameter *Impeller*



Gambar 4. 6 Grafik *Waterjet* Efficiency dengan K_{Twj}/J^2_{wj}

Perhitungan diameter *impeller* dapat menggunakan grafik di atas. Unit *waterjet* telah dipilih dengan diameter *impeller* sebesar 0,28 m. Dari gambar 4.5 di atas, maka nilai efisiensi *waterjet* sebesar 0,57 karena nilai K_{Twj}/J^2_{wj} sebesar 0,356. Berikut ini penurunan persamaan K_{Twj}/J^2_{wj}

$$\frac{K_{Twj}}{J^2_{wj}} = \left(\frac{R_T}{\rho \cdot (1 - t) \cdot V_s^2 \cdot N_{wj} \cdot D_{im}^2} \right)$$

$$\frac{K_{Twj}}{J^2_{wj}} = \left(\frac{12400}{1025 \cdot 115,433^2 \cdot 2 \cdot 0,267^2} \right)$$

$$\frac{K_{Twj}}{J_{wj}^2} = 0,356$$

4.7.2. Kebutuhan Daya Mesin dan Waterjet pada Setiap Variasi Kecepatan

Setelah tahap perhitungan diameter *impeller* dan perhitungan kembali nilai efisiensi *waterjet*, selanjutnya menghitung kembali daya yang dibutuhkan mesin untuk menggerakkan kapal pada setiap variasi kecepatan kapal. Adanya perubahan nilai efisiensi jet maka nilai OPC berubah menjadi 0,45.

$$\begin{aligned} \text{BHP} &= T \times (Vs/\text{OPC}) \\ &= 6,2 \times (15,433/0,45) \\ &= 212,63 \text{ kW} \\ &= 285,57 \text{ HP} \end{aligned}$$

Langkah selanjutnya adalah perhitungan kebutuhan daya pompa waterjet. Perhitungan ini menggunakan kurva *waterjet loaded* dan kurva *jet thrust coefficient*. Kurva *waterjet loaded* akan memotong kurva *jet thrust coefficient*. Pada titik perpotongan tersebut ditarik garis vertikal ke bawah sehingga nilai *advanced* (J) dapat ditemukan dan akan dihitung kebutuhan putaran *impeller waterjet* untuk dapat menghasilkan daya yang dibutuhkan kapal untuk bergerak pada kecepatan operasinya.

Pembuatan kurva *waterjet loaded* menggunakan persamaan berikut ini.

$$\left(\frac{K_{Twj}}{J_{wj}^2} \right) J_{wj}^2$$

$$\left(\frac{R_T}{\rho \cdot (1 - t) \cdot V_s^2 \cdot N_{wj} \cdot D_{im}^2} \right) \cdot J_{wj}^2$$

Nilai K_{Twj} / J_{wj}^2 pada setiap variasi kecepatan sebagai berikut.

Tabel 4. 23 Nilai K_{Twj} / J_{wj}^2 dan *Cavitation Number* pada Setiap Variasi Kecepatan

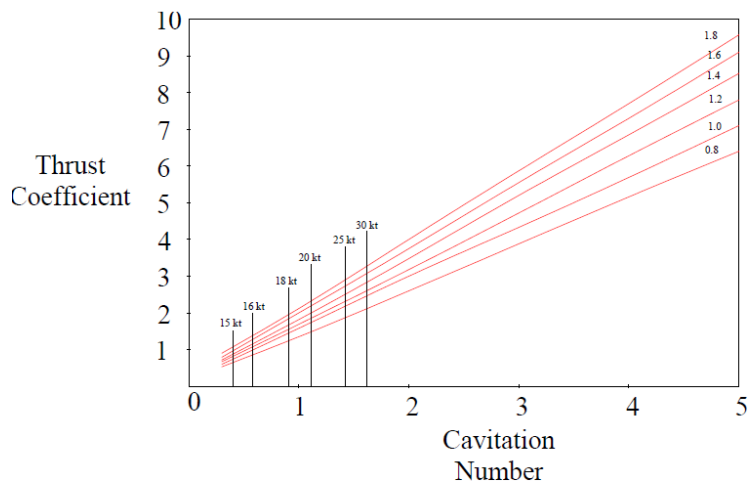
Vs (knot)	K_{Twj}/J_{wj}^2	σ_{wj}
15	1,169	1,622
16	1,051	1,425
18	0,997	1,126
20	0,845	0,912
25	0,565	0,584
30	0,412	0,405

Maka kurva *waterjet loaded* dapat dihitung pada setiap nilai J. Berikut nilai kurva *waterjet loaded* yang telah dihitung.

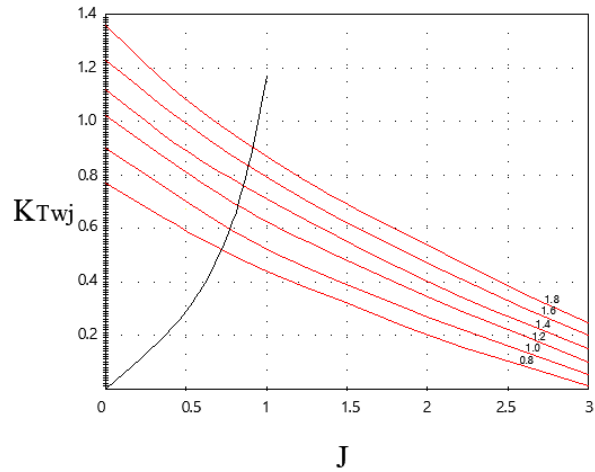
Tabel 4. 24 Nilai Kurva Waterjet Loaded terhadap Nilai J

J	Nilai Kt pada Variasi Kecepatan Kapal					
	15	16	18	20	25	30
	7,717	8,231	9,260	10,289	12,861	15,433
0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,5	0,292	0,263	0,249	0,211	0,141	0,103
1	1,169	1,051	0,997	0,845	0,565	0,412
1,5	2,631	2,365	2,242	1,900	1,270	0,927
2	4,678	4,205	3,987	3,379	2,258	1,648
2,5	7,309	6,570	6,229	5,279	3,528	2,575
3	10,525	9,460	8,970	7,602	5,081	3,708

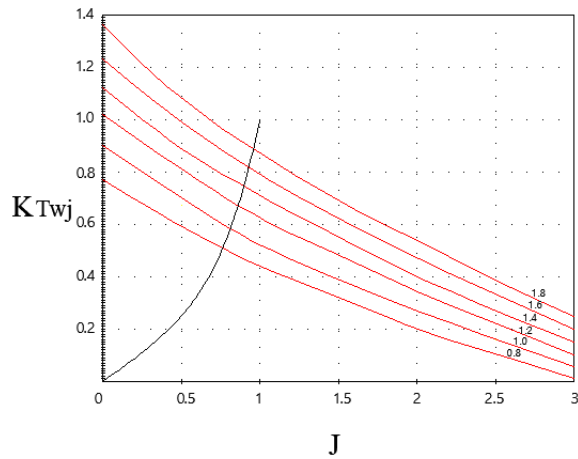
Tahap berikutnya adalah memasukkan kurva *waterjet loaded* ke dalam kurva *jet thrust coefficient*. Untuk aspek kavitasi, dilakukan dengan pembacaan grafik. Grafik yang dimasukkan berasal dari nilai *cavitation number* pada setiap variasi kecepatan. Kemudian didapatkan nilai *thrust cavitation coefficient* dan dapat dihitung *thrust cavitation limit*. Berikut ini gambar gabungan kurva-kurva pada setiap variasi kecepatan.



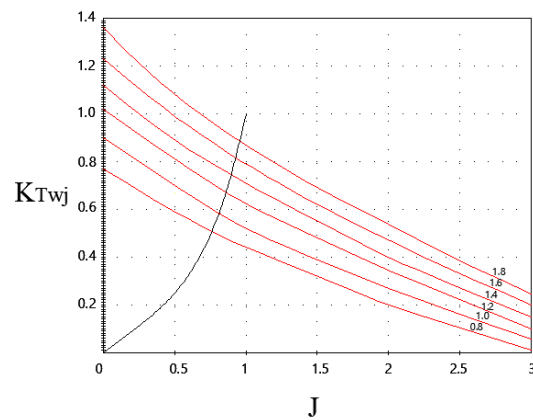
Gambar 4. 7 Grafik *Cavitation Number* pada Setiap Variasi Kecepatan



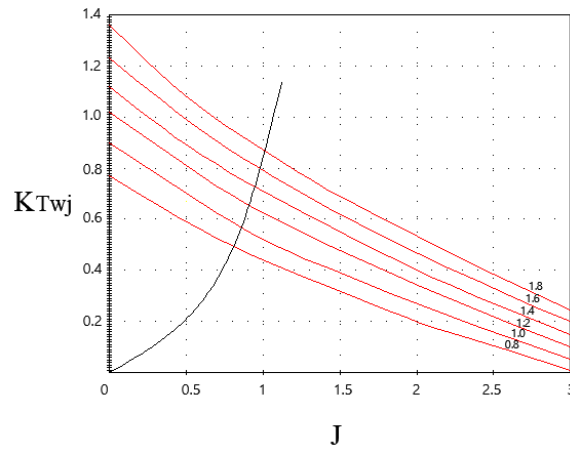
Gambar 4. 8 Kurva *Jet Thrust Coefficient* dan *Waterjet Loaded* pada kecepatan 15 knot



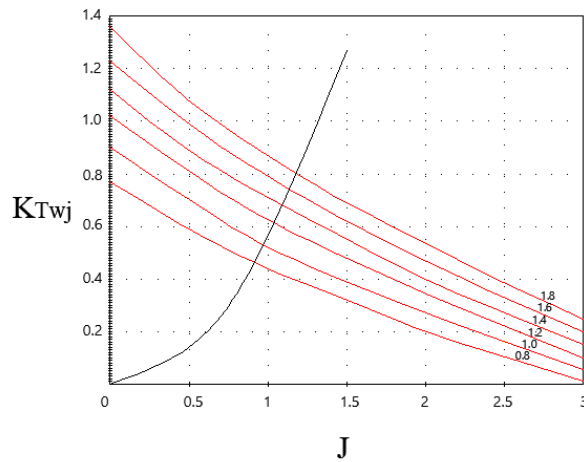
Gambar 4. 9 Kurva *Jet Thrust Coefficient* dan *Waterjet Loaded* pada kecepatan 16 knot



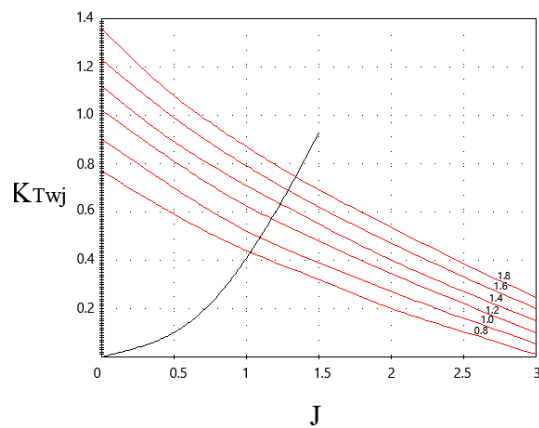
Gambar 4. 10 Kurva *Jet Thrust Coefficient* dan *Waterjet Loaded* pada kecepatan 18 knot



Gambar 4. 11 Kurva *Jet Thrust Coefficient* dan *Waterjet Loaded* pada kecepatan 20 knot



Gambar 4. 12 Kurva *Jet Thrust Coefficient* dan *Waterjet Loaded* pada kecepatan 25 knot



Gambar 4. 13 Kurva *Jet Thrust Coefficient* dan *Waterjet Loaded* pada kecepatan 30 knot

Dari penggabungan kurva di atas maka akan di dapatkan nilai J pada setiap α . Nilai ini didapatkan dari perpotongan kurva. Maka langkah selanjutnya adalah perhitungan kebutuhan daya pada setiap nilai α di variasi kecepatan kapal. Berikut ini persamaan untuk mendapatkan nilai putaran *impeller*, *thrust*, dan kebutuhan daya pompa.

$$n = \frac{Vs}{J_{wj} D_{im}}$$

$$T_{wj} = K_{Twj} \rho n^2 D_{im}^4$$

$$P_B = K_{Twj} \rho n^2 D_{im}^4$$

Tabel 4. 25 Kebutuhan Daya dan Estimasi Kondisi Kavitas pada Kecepatan 15 knot

V = 15 knot							
α	J_{wj}	K_{Twj}	n (RPS)	n (RPM)	T_{wj} (N)	PB (W)	BHP (kW)
0,8	0,720	0,519	40,136	2408,180	5398,820	94100,57935	99,053
1	0,772	0,599	37,456	2247,385	5426,695	95602,20288	100,634
1,2	0,821	0,685	35,188	2111,302	5477,025	95119,03948	100,125
1,4	0,856	0,768	33,758	2025,482	5651,600	97982,46758	103,139
1,6	0,887	0,832	32,572	1954,336	5700,007	100589,6031	105,884
1,8	0,914	0,903	31,609	1896,554	5826,016	103419,7308	108,863

V = 15 knot			
α	τ_{cwj}	T_{cwj} (N)	Kavitasi
0,8	2,07	7076,864	Tidak
1	2,43	8307,623	Tidak
1,2	2,57	8786,252	Tidak
1,4	2,79	9538,382	Tidak
1,6	3,03	10358,888	Tidak
1,8	3,21	10974,268	Tidak

Tabel 4. 26 Kebutuhan Daya dan Estimasi Kondisi Kavitas pada Kecepatan 16 knot

V = 16 knot							
α	J_{wj}	K_{Twj}	n (RPS)	n (RPM)	T_{wj} (N)	PB (W)	BHP (kW)
0,8	0,761	0,508	40,509	2430,510	5382,848	96742,58005	101,83
1	0,811	0,583	38,021	2281,282	5442,270	99993,63743	105,26

α	V = 16 knot						
	J_{wj}	K_{Twj}	n (RPS)	n (RPM)	T_{wj} (N)	PB (W)	BHP (kW)
1,2	0,860	0,673	35,830	2149,772	5578,961	100413,8471	105,70
1,4	0,896	0,745	34,403	2064,152	5693,681	103702,2935	109,16
1,6	0,928	0,816	33,221	1993,253	5815,254	106719,2629	112,34
1,8	0,957	0,878	32,218	1933,076	5884,991	109510,1569	115,27

V = 16 knot			
α	τ_{Cwj}	T_{cwj} (N)	Kavitasi
0,8	1,86	7235,04	Tidak
1	2,19	9484,53	Tidak
1,2	2,32	10047,54	Tidak
1,4	2,52	10913,70	Tidak
1,6	2,73	11823,18	Tidak
1,8	2,91	12602,73	Tidak

Tabel 4. 27 Kebutuhan Daya dan Estimasi Kondisi Kavitas pada Kecepatan 18 knot

α	V = 18 knot						
	J_{wj}	K_{Twj}	n (RPS)	n (RPM)	T_{wj} (N)	PB (W)	BHP (kW)
0,8	0,762	0,507	45,529	2731,718	6786,303	137351,3433	144,58
1	0,811	0,582	42,743	2564,597	6866,176	142066,9048	149,54
1,2	0,861	0,671	40,289	2417,323	7033,081	142764,7176	150,28
1,4	0,896	0,745	38,691	2321,485	7201,810	147523,4887	155,29
1,6	0,928	0,818	37,370	2242,173	7376,412	151901,7575	159,90
1,8	0,957	0,878	36,248	2174,871	7449,291	155958,1926	164,17

V = 18 knot			
α	τ_{Cwj}	T_{cwj}	Kavitasi
0,8	1,49	8167,005685	Tidak
1	1,75	7578,959622	Tidak
1,2	1,86	8055,351369	Tidak
1,4	2,03	8791,593161	Tidak
1,6	2,21	9571,143294	Tidak

V = 18 knot			
α	τ_{cwj}	T_{cwj}	Kavitasi
1,8	2,33	10090,84338	Tidak

Tabel 4. 28 Kebutuhan Daya dan Estimasi Kondisi Kavitas pada Kecepatan 20 knot

V = 20 knot							
α	J_{wj}	K_{Twj}	n (RPS)	n (RPM)	T_{wj} (N)	PB (W)	BHP (kW)
0,8	0,807	0,493	47,752	2865,137	7259,240	158475,2197	166,82
1	0,857	0,568	44,977	2698,592	7419,531	165518,7623	174,23
1,2	0,908	0,655	42,429	2545,710	7613,998	166741,4159	175,52
1,4	0,946	0,728	40,737	2444,203	7801,164	172176,9757	181,24
1,6	0,979	0,798	39,364	2361,833	7984,629	177542,6778	186,89
1,8	1,009	0,868	38,173	2290,386	8167,531	182152,0617	191,74

V = 20 knot			
α	τ_{cwj}	T_{cwj}	Kavitasi
0,8	1,23	8323,321728	Tidak
1	1,45	9812,045939	Tidak
1,2	1,55	10488,73876	Tidak
1,4	1,67	11300,77015	Tidak
1,6	1,83	12383,47867	Tidak
1,8	1,96	13263,17934	Tidak

Tabel 4. 29 Kebutuhan Daya dan Estimasi Kondisi Kavitas pada Kecepatan 25 knot

V =25 knot							
α	J_{wj}	K_{Twj}	n (RPS)	n (RPM)	T_{wj} (N)	PB (W)	BHP (kW)
0,8	0,915	0,462	52,628	3157,666	8262,815	212140,747	223,31
1	0,971	0,529	49,592	2975,510	8401,019	221880,666	233,56
1,2	1,037	0,612	46,429	2785,741	8518,956	218493,5956	229,99
1,4	1,090	0,681	44,188	2651,289	8586,473	219752,8736	231,32
1,6	1,136	0,742	42,411	2544,662	8618,223	222047,4175	233,73
1,8	1,180	0,803	40,813	2448,784	8637,142	222617,5063	234,33

α	V = 25 knot		
	τ_{Cwj}	T_{Cwj}	Kavitasi
0,8	0,86	9093,059814	Tidak
1	0,99	10467,59211	Tidak
1,2	1,08	11419,19139	Tidak
1,4	1,18	12476,52393	Tidak
1,6	1,29	13639,58972	Tidak
1,8	1,39	14696,92226	Tidak

Tabel 4. 30 Kebutuhan Daya dan Estimasi Kondisi Kavitas pada Kecepatan 30 knot

V = 30 knot							
α	J_{wj}	K_{Twj}	n (RPS)	n (RPM)	T_{wj} (N)	PB (W)	BHP (kW)
0,8	1,026	0,433	56,364	3381,816	8882,625	260600,4657	274,32
1	1,091	0,493	52,973	3178,401	8933,420	270433,9875	284,67
1,2	1,171	0,572	49,345	2960,701	8993,704	262301,1111	276,11
1,4	1,233	0,633	46,881	2812,862	8983,676	262427,0342	276,24
1,6	1,285	0,69	44,976	2698,541	9012,820	264814,8744	278,75
1,8	1,337	0,745	43,232	2593,925	8991,348	264594,2148	278,52

V = 30 knot			
α	τ_{Cwj}	T_{Cwj}	Kavitasi
0,8	0,63	9592,120771	Tidak
1	0,72	10962,42374	Tidak
1,2	0,81	12332,72671	Tidak
1,4	0,87	13246,26202	Tidak
1,6	0,97	14768,82087	Tidak
1,8	1,08	16443,63561	Tidak

4.8. Pemilihan Motor Induk dan Sistem Propulsi Waterjet

Sistem propulsi *waterjet* umumnya menggunakan *high-speed diesel* sebagai mesin penggerak utamanya meskipun untuk beberapa kasus, penggunaan *marine gas turbine* lebih diminati karena ringan dan berukuran kecil. Pertimbangan turbin gas

tidak digunakan adalah konsumsi bahan bakar yang banyak sehingga biaya operasi menjadi mahal dan proses *maintenance* yang cukup sulit.

Pada penelitian ini, penulis memilih untuk memakai *high-speed diesel* sebagai penggerak utama sebanyak dua unit. Pemilihan unit *waterjet* berdasarkan kebutuhan pompa (PB) atau *Deliver Horse Power* (DHP). Pertimbangan pemilihan *reduction gear* yaitu berdasarkan rasio gir, kapasitas daya dan putaran maksimal. Berikut ini spesifikasi umum motor induk, unit *waterjet*, dan *reduction gear* yang telah dipilih.

Tabel 4. 31 Spesifikasi Mesin Utama

Merek	Cummins	
Engine Model	QSB 6.7	
Tipe	4Cycle-In Line	
Rated Power	kW	280
Rated Engine Speed	rpm	3000
Brake Mean Effective Pressure	kPa	1672
Maximum Allowable Engine Speed	rpm	3075
Piston Speed	m/s	12,4
Silinder	6	
Bore	mm	107
Stroke	mm	124
Displacement	liter	6,7
Weight (dry) – Engine with Heat Exchanger System - Average	kg	662

Tabel 4. 32 Spesifikasi Waterjet Unit

Merek	DOEN JET	
Tipe	DJ105	
Maximum Cont Rec. Power	skW	(up to) 260
Maximum Sprint Rec Power	skW	(up to) 300
Dry Weight	kg	167
Entrained Water	kg	45
Diameter Impeller	mm	267
Number of Stage/Configuration	Single Stage – Axial	

Tabel 4. 33 Spesifikasi Reduction Gear

Merek Gearbox	ZF
Tipe	ZF 280-1
Gear Ratio	1,056
Maximum Input Power	298
Maximum Input Rotation	3600

4.9. Engine Waterjet Matching (EWM)

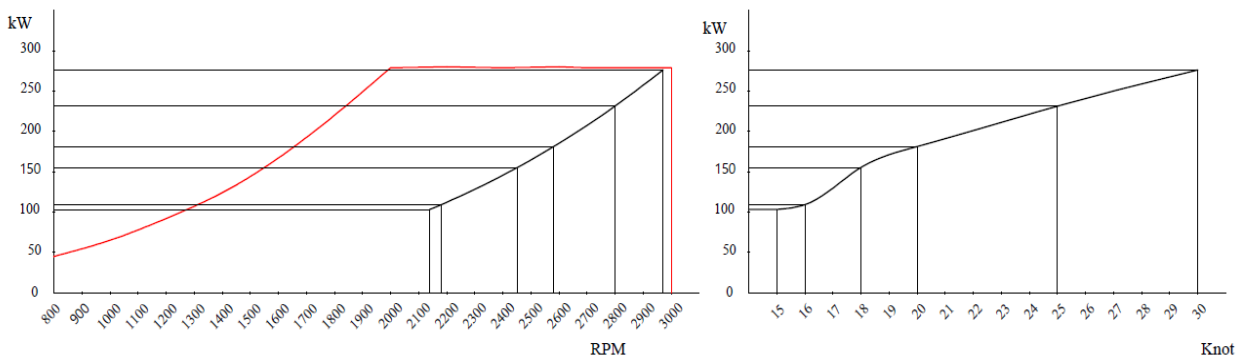
Dari perhitungan kebutuhan daya, nilai α yang ditentukan adalah 1,4. Pemilihan ini mempertimbangkan kondisi spesifikasi motor induk, *reduction gear*, dan perangkat *waterjet* yang tersedia. Berikut ini tabel performa mesin dan persentasenya terhadap putaran *impeller* pada sistem propulsi *waterjet*.

Tabel 4. 34 Kebutuhan Daya pada Kecepatan Setiap Variasi Kecepatan

V (kt)	n_{im} (rps)	N_{im} (rpm)	N_e (rpm)	PB (kW)	BHP (kW)	%BHP	% N_e
15	33,76	2025,48	2138,91	97,98	103,14	36,84%	71,30%
16	34,40	2064,15	2179,74	103,70	109,16	38,99%	72,66%
18	38,69	2321,49	2451,49	147,52	155,29	55,46%	81,72%
20	40,74	2444,20	2581,08	172,18	181,24	64,73%	86,04%
25	44,19	2651,29	2799,76	219,75	231,32	82,61%	93,33%
30	46,88	2812,86	2970,38	262,43	276,24	98,66%	99,01%

Data tabel 4.34 digunakan untuk membuat analisis *engine waterjet matching*. Analisis ini berkaitan dengan hubungan antara putaran dan daya pompa (*impeller*) dengan kapasitas daya dan putaran motor induk untuk menggerakkan kapal pada kecepatan operasinya. Ada dua kurva yang dibuat yaitu *waterjet loaded curve* dan *speed power curve*.

Berdasarkan perhitungan *nondimensional method*, daya mesin yang terpakai untuk menggerakkan kapal pada kecepatan 20 knot sebagai mode *sailing* yaitu 181.24 kW atau 64.73% dari daya mesin total dan putaran mesin yang dibutuhkan sebesar 2581.08 rpm. Untuk mode *sprint* di kecepatan 30 knot, mesin bekerja dengan daya 276.24 kW atau 98.66% dari daya mesin total dan dengan putaran 2970.38 rpm. Berikut *waterjet loaded curve* dan *speed power curve*.



Gambar 4. 14 *Waterjet Loaded Curve* dan *Speed Power Curve*

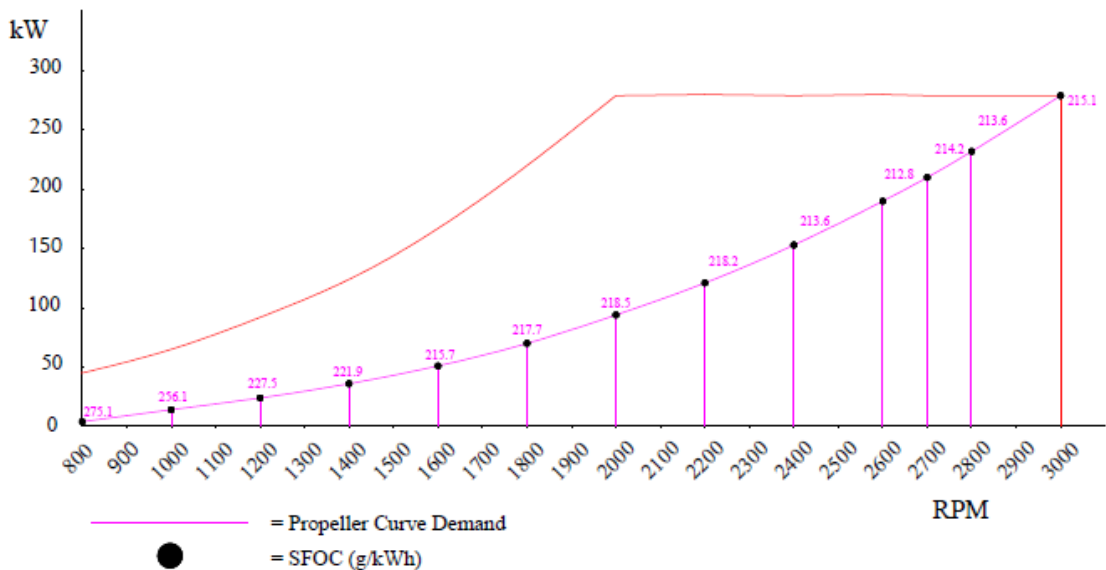
4.10. Analisis *Fuel Oil Consumption* (FOC) pada *Waterjet Load*

Setelah proses estimasi daya mesin dan proses *matching* selesai, pada penelitian ini akan dilaksanakan analisis *engine fuel oil consumption* (FOC) pada beban *waterjet*. Dari project guide mesin induk, perusahaan pembuat telah menyediakan data konsumsi bahan bakar atau *fuel consumption* pada beban mesin tertentu. Beban mesin ini merupakan beban kerja mesin terhadap *propeller* yang bisa juga disebut sebagai. *propeller curve*. *Specific fuel oil consumption* (SFOC) pada beban *propeller* yang diterbitkan perusahaan, dapat dihitung dengan membagi nilai *fuel consumption* dengan beban. Berikut data *fuel consumption* pada beban *propeller* dan gambar *propeller curve* dengan nilai SFOC pada setiap titik beban.

Tabel 4. 35 *Fuel Consumption* dan SFOC pada Setiap Titik *Propeller Load*

Putaran (rpm)	Propeller Load (kW)	Fuel Cons (L/h)	SFOC (g/kWh)
600	4	1,6	326,0
800	8	2,7	275,1
1000	14	4,4	256,1
1200	24	6,7	227,5
1400	36	9,8	221,9
1600	51	13,5	215,7
1800	70	18,7	217,7
2000	94	25,2	218,5
2200	121	32,4	218,2
2400	153	40,1	213,6
2600	190	49,6	212,8
2700	210	55,2	214,2
2800	232	60,8	213,6
3000	280	73,9	215,1

Pada proses *engine waterjet matching*, *waterjet curve* telah digambar pada *engine envelope*. Untuk melakukan estimasi nilai SFOC pada *waterjet curve*, maka penulis melakukan interpolasi data secara linier dari data SFOC pada *propeller load*. Interpolasi ini dilakukan antara putaran dan nilai SFOC. Hal ini dilakukan karena keterbatasan data dari *engine-maker*. Penulis menekankan bahwa data SFOC hasil interpolasi ini hanya data yang berupa estimasi. Berikut hasil perhitungan interpolasi linier yang telah dilakukan dan gambar grafik perbandingan antara *propeller curve* dengan *waterjet curve* beserta nilai SFOC pada setiap titik beban.

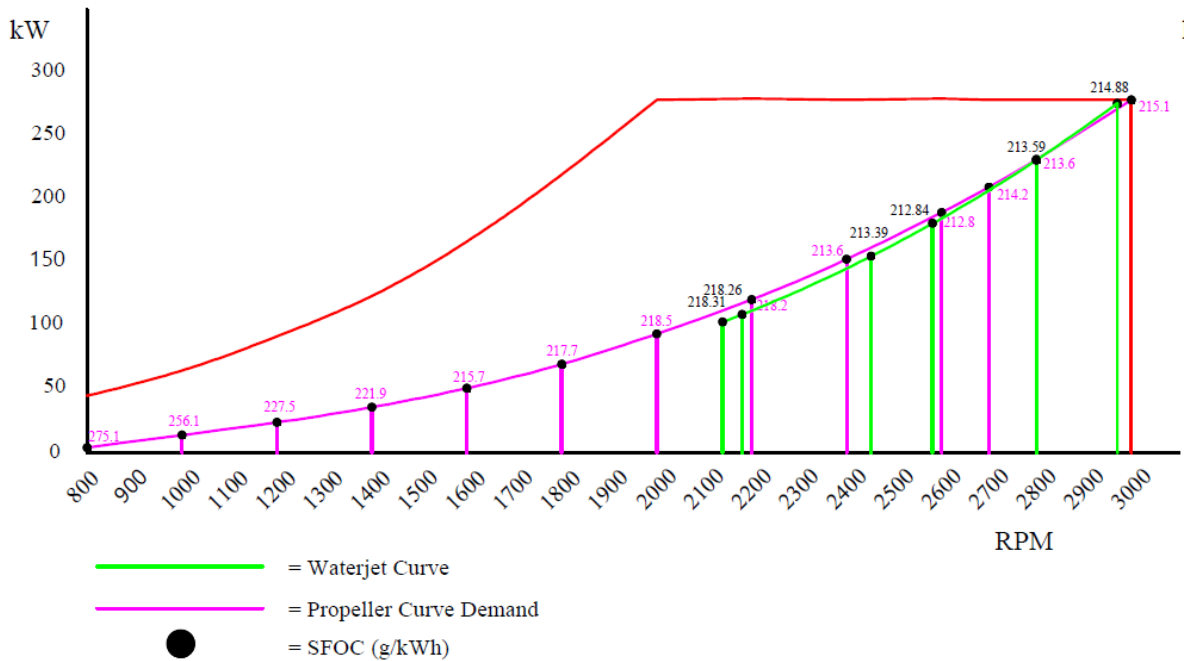


Gambar 4. 15 *Propeller Demand Curve* dan Nilai SFOC pada Setiap Titik Pembebanan

Tabel 4. 36 Data SFOC Hasil Interpolasi Linier

V (knot)	N engine (rpm)	BHP (kW)	SFOC (g/kWh)
15	2138,91	103,14	218,31
16	2179,74	109,16	218,26
18	2451,49	155,29	213,39
20	2581,08	181,24	212,84
25	2799,76	231,32	213,59
30	2970,38	276,24	214,88

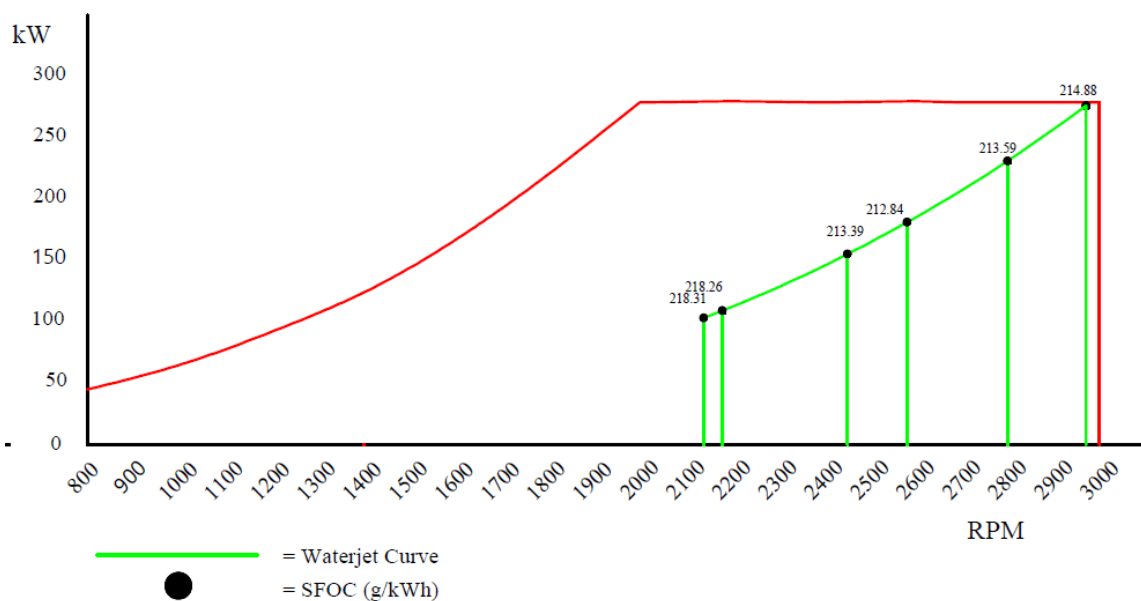
Berdasarkan data SFOC hasil interpolasi, dapat dihitung konsumsi bahan bakar pada setiap variasi kecepatan. Pada mode operasi berlayar kapal (*sail*) pada kecepatan 20 knot, nilai SFOC sebesar 215,63 g/kWh dan ketika mode operasi kapal *sprint* pada kecepatan 30 knot yaitu sebesar 212,68 g/kWh. Kemudian perhitungan konsumsi bahan bakar dapat dilakukan. Berikut ini tabel hasil perhitungan *fuel consumption* (L/h).



Gambar 4. 16 Grafik Perbandingan Nilai SFOC pada *Propeller Demand Curve* dan pada *Waterjet Curve* di Setiap Titik Pembebanan

Tabel 4. 37 Data Fuel Oil Consumption pada Setiap Variasi Kecepatan Kapal

V (knot)	FOC (g/h)	FOC (L/h)
15	22516,39	27,63
16	23825,06	29,23
18	33136,35	40,66
20	38574,53	47,33
25	49406,86	60,62
30	59357,50	72,83



Gambar 4. 17 Grafik *Waterjet Load* dan Nilai SFOC pada Setiap Titik Pembebanan

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan skema desain yang sudah dirancang dengan peralatan sistem propulsi meliputi motor induk, *reduction gear*, dan unit *waterjet*, maka beberapa kesimpulan dapat dituangkan dalam poin-poin di bawah ini.

1. Nilai tahanan *patrol boat* 10,3 m telah diprediksi menggunakan metode *Savitsky Preplaning* dan *Savitsky Planing Hull*. Kalkulasi dilakukan dengan dua cara yaitu perhitungan secara matematis dan perhitungan *software*. Pada mode operasi kapal 20 knot (*sail*) dan 30 knot (*sprint*), dengan menggunakan perhitungan matematis nilai total tahanan kapal secara berurutan sebesar 8,895 kN dan 9,86 kN dan dengan estimasi pendekatan *software* sebesar 11,3 kN dan 12,4 kN.
2. Proses *engine waterjet matching* (EWM) telah menghasilkan nilai kebutuhan daya dan putaran motor induk serta persentasenya pada mode operasi kapal *sail* (20 knot) dan *sprint* (30 knot). Nilainya masing-masing sebesar 181,24 kW (64,73%) 2581,08 rpm (86,04%) dan 276,24 kW (98,66%) 2970,38 rpm (99,01%).
3. Hasil dari proses analisis dan estimasi kebutuhan bahan bakar pada mode operasi kapal yaitu, saat kondisi *sail* (20 knot) kebutuhan bahan bakar sebesar 47,33 L/h dan saat kondisi *sprint* (30 knot) kebutuhan bahan bakar sebesar 72,83 L/h.

5.2. Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, ada beberapa hal yang harus ditinjau sebagai perencanaan penulisan karya ilmiah selanjutnya. Berikut ini saran yang diberikan penulis mengenai topik bahasan karya ilmiah.

1. Studi lanjut mengenai penempatan mesin dan kedudukan poros, pembuatan sistem penunjang mesin, dan penempatan sistem propulsi *waterjet* pada *patrol boat* 10,3m. Hal ini berkaitan dengan gambar *engine room layout*.
2. Analisis perbandingan dalam aspek ekonomi antara penggunaan sistem propulsi *waterjet* dengan tipe propulsi lainnya. Analisis ekonomi ini bisa berupa jumlah *initial cost* dan *operational cost* kapal patroli dan studi kelayakan.

Halaman ini sengaja dikosongkan

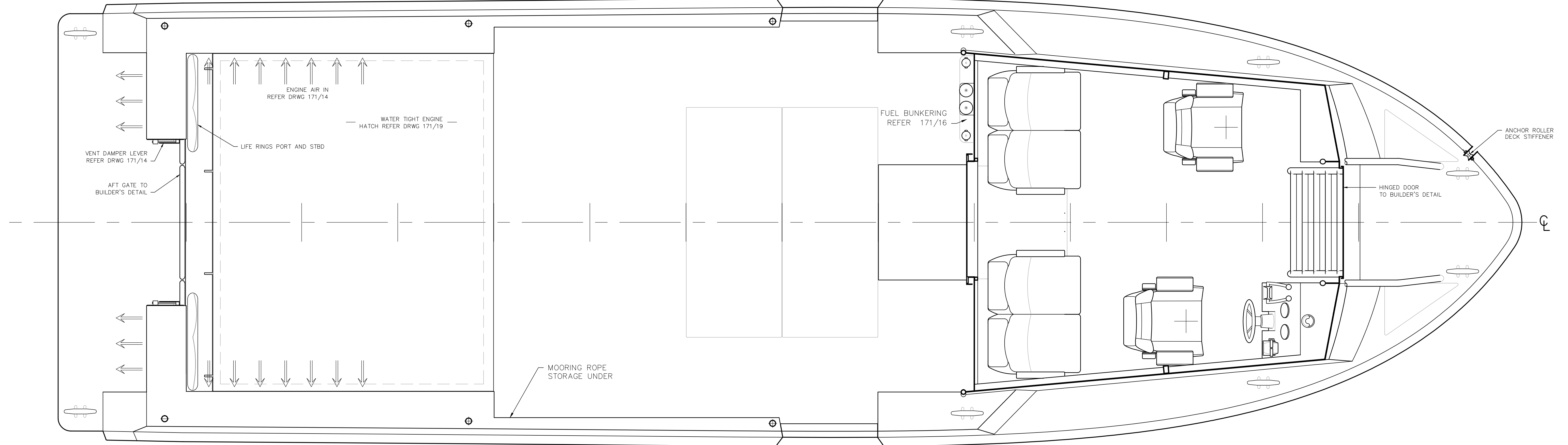
DAFTAR PUSTAKA

- Allison, J, Member, Band, & Lavis, 1993, *Marine Waterjet Propulsion Vol. 101* hal 275-335, Rapat Tahunan SNAME, New York.
- Altosole, M, Benvenuto, G, Figari, M, & Campora, U 2012, “*Dimensionless Numerical Approaches for the Performance Prediction of Marine Waterjet Propulsion Unit*” International Journal of Rotating Machinery, University of Genoa, Genoa.
- Bulten, N.W.H, “*Numerical Analysis of a Waterjet Propulsion System*”, (Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2006).
- Cizmek, Z, Degiuli, N, 2012, *Evaluation of Resistance of Planing Hulls in Smooth Water*, University of Zagreb, Kroasia.
- Devault, Robert T, 1994, The Basics of Jet Propulsion, diakses dari <http://www.ijet.com/images/Jet%20Propulsion%20Basics.pdf>, pada tanggal 6 Februari 2017.
- Haar, L., Gallagher, J.S., and Kell, G.S. 1984, *NBS/NRC Steam Tables*, Hemisphere Publishing Corp., New York,
- Kompas.com, 10 Januari 2017, *Nama 3 Kapal Patroli Milik TNI AL Diambil dari Nama Ikan*, diakses dari <http://regional.kompas.com/read/2017/01/10/13125831/nama.3.kapal.patroli.baru.milik.tni.al.diambil.dari.nama.ikan>, pada tanggal 16 Maret 2017.
- Molland, AF, Turnock, S R, & Hudson, DA, 2011, *Ship Resistance and Propulsion Practical Estimation of Ship Propulsive Power*, University of Southampton, Inggris.
- Potter, MC & Wiggert, DC 2008, *Mekanika Fluida*, Penerbit Erlangga, Jakarta.
- PT. Bintang Timur Samudera, 2017, *Patrol Boat Mahalo 20*, Madura
- Savitsky, D & Brown, P W 1976, *Procedure for Hydrodynamic Evaluation of Planing Hulls in Smooth Water and Rough Water Vol. 13, No. 4* hal 381-400, Marine Technology, New York.
- Svhan, D, 2009, *Performance Prediction of Hulls with Transverse Steps*, Stockholm, Swedia.
- Tim redaksi DNV-GL 2010, pdf, diakses 16 Maret 2017.

Whitesides, R.W 2012, "Understanding Pump and Suction Specific Speeds" PDHonline
Course M136. Tersedia dari:
<http://www.pdhonline.com/courses/m136/m136content.pdf> [12 Maret 2017]

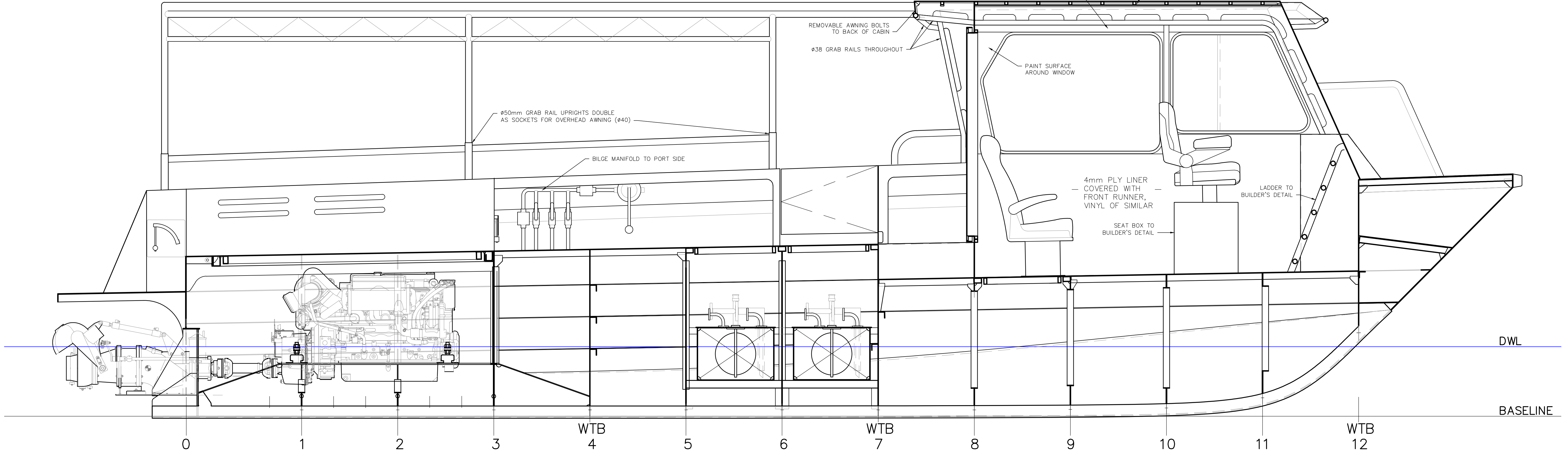
LAMPIRAN

Halaman ini sengaja dikosongkan



PRINCIPAL PARTICULARS

LDA:	11.35m (PLUS BELTINGS)	LOADED DISPL:	8560kg	GEARBOX:	ZF 280-1
HULL LENGTH:	10.3m	ENG:	2x CUMMINS QSB 6.7 (355HP)	TANKAGE:	FUEL: 2x 350L
BEAM:	3.35m (PLUS BELTINGS)	SPEED:	30 KNOTS (SPRINT)	SURVEY:	BKI (RULES FOR SMALL VESSEL UP TO 24m)
DEPTH:	1.69m (TO MIDSHIP GUNWALE)	SIG WAVE:	0.223m @ 25 KNOTS	COMPLIMENT:	2+4
DRAFT:	0.54m	JETS:	DOEN DJ110		
DISPLACEMENT:	7000kg (LIGHTSHIP)				



designed by:
CHRIS TUCKER MARINE DESIGN

PO BOX 194, OLINDA, VICTORIA, 3788, AUSTRALIA
PHONE +61 (0)400 628 379, INFO@CTMD.COM.AU

builder:
PT. BINTANG TIMUR SAMUDERA

JL DUPAK RUKUN 116,
SURABAYA
TEL. +6231 60209981
FAX. +6231 531 7979
EMAIL. bintangtimursamudera@yahoo.co.id

PROJECT: 11m CARGO BOAT - HULL 4		
DRAWING: GENERAL ARRANGEMENT		
NUMBER: 171/3	DRAWN BY: CT	SCALE: 1:15 @ A1
ISSUE: 1	DATE: JAN '15	© THIS DRAWING MAY NOT BE COPIED, COMMUNICATED TO ANY PERSON OR USED FOR MANUFACTURE WITHOUT THE EXPRESS WRITTEN CONSENT OF THE DESIGNER.



CUMMINS INC.
Columbus, IN 47201
Marine Performance Curves
marine.cummins.com

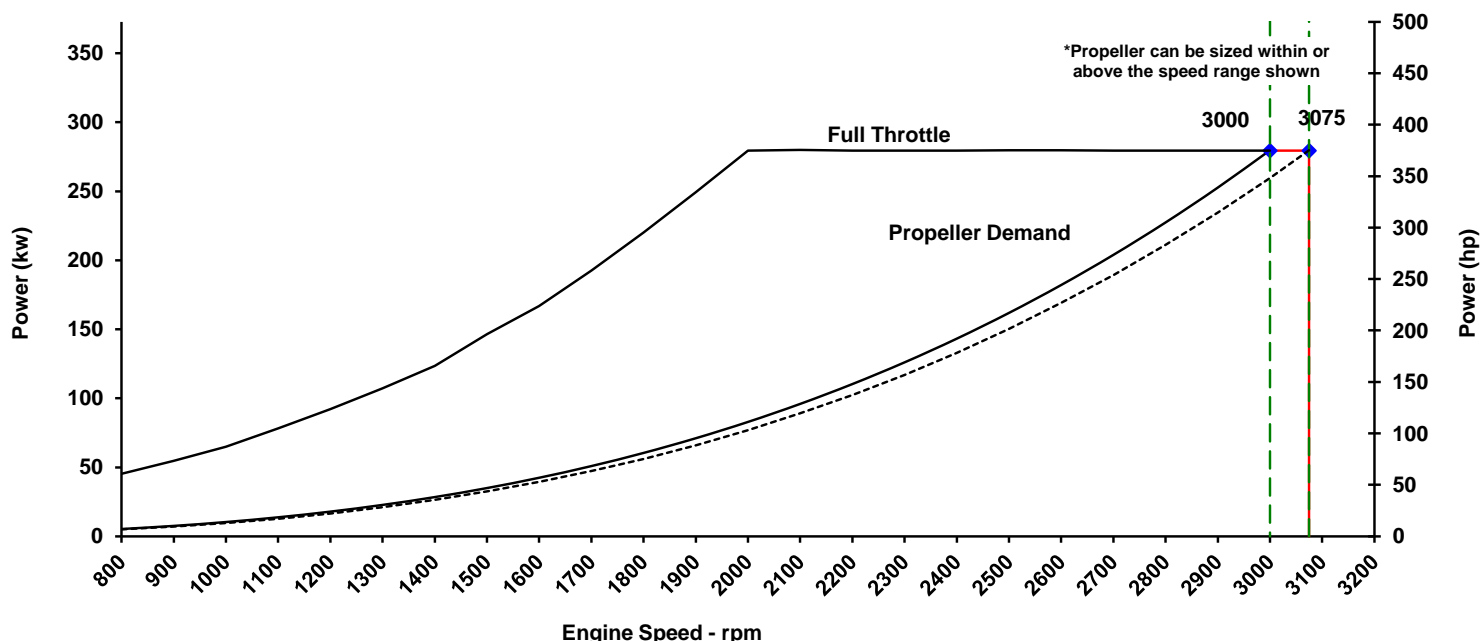
Basic Engine Model
QSB6.7 380HO
Engine Configuration
D313011MX03

Curve Number:
M-94131
CPL Code: **4191** Date: **2-Oct-13**

Displacement: **6.7 liter [408 in³]**
Bore: **107 mm [4.21 in]**
Stroke: **124 mm [4.88 in]**
Fuel System: **HPCR Bosch CRIN 3.0**
Cylinders: **6**

Rated Power: **280 kw [375 bhp, 380 mhp]**
Rated Speed: **3000 rpm**
Rating Type: **High Output**
Aspiration: **Turbocharged / Sea Water Aftercooled**

CERTIFIED: This diesel engine complies with or is certified to the following agencies requirements:
EPA Tier 3 - Model year requirements of the EPA marine regulation (40CFR1042)
IMO Tier II (Two) NOx requirements of International Maritime Organization (IMO), MARPOL 73/78 Annex VI, Regulation 13
RCD - meets the requirements of the Recreational Craft Directive 94/25/EC as amended by 2003/44/EC in accordance with ISO 8178-1



	Speed	Full Throttle				Propeller Demand					
		Power		Torque		Power		Torque		Fuel Consumption	
	rpm	kw	(hp)	N-m	(ft-lb)	kw	(hp)	N-m	(ft-lb)	L/hr	(gal/hr)
	3075	279	(375)	868	(640)						
	3000	279	(375)	889	(656)	280	(375.0)	890	(656.5)	73.9	(19.5)
	2800	279	(375)	953	(703)	232	(311.3)	792	(583.8)	60.8	(16.1)
	2700	279	(375)	988	(729)	210	(282.2)	744	(548.8)	55.2	(14.6)
	2600	280	(375)	1028	(758)	190	(254.8)	698	(514.7)	49.6	(13.1)
	2400	279	(375)	1112	(820)	153	(205.3)	609	(449.2)	40.1	(10.6)
	2200	280	(375)	1213	(895)	121	(162.3)	525	(387.5)	32.4	(8.6)
	2000	279	(375)	1334	(984)	94	(125.5)	447	(329.5)	25.2	(6.7)
	1800	220	(295)	1167	(861)	70	(94.4)	373	(275.5)	18.7	(4.9)
	1600	167	(224)	995	(734)	51	(68.7)	306	(225.5)	13.5	(3.6)
	1400	124	(166)	843	(622)	36	(47.9)	244	(179.7)	9.8	(2.6)
	1200	92	(124)	733	(541)	24	(31.6)	187	(138.3)	6.7	(1.8)
	1000	65	(87)	620	(457)	14	(19.3)	138	(101.4)	4.4	(1.2)
	800	45	(61)	541	(399)	8	(10.6)	94	(69.4)	2.7	(0.7)
	600	31	(42)	500	(369)	4	(4.9)	58	(42.6)	1.6	(0.4)

*** Cummins Full Throttle Requirements:**

- Engine achieves or exceeds rated rpm at full throttle under any steady operating condition
- Engine achieves or exceeds rated rpm when accelerating from idle to full throttle

Rated Conditions: Ratings are based upon ISO 15550 reference conditions; air pressure of 100 kPa [29.612 in Hg], air temperature 25deg. C [77 deg. F] and 30% relative humidity. Member NMMA. Unless otherwise specified, tolerance on all values is +/-5%. Values from engine control modules and displayed on instrument panels are not absolute. Tolerance varies, but is generally less than +/-5% when operating within 30% of rated power.

Full Throttle curve represents power at the crankshaft for mature gross engine performance corrected in accordance with ISO 15550. Propeller Curve represents approximate power demand from a typical propeller. Propeller Shaft Power is approximately 3% less than rated crankshaft power after typical reverse/reduction gear losses and may vary depending on the type of gear or propulsion system used.

Fuel Consumption is based on fuel of 35 deg. API gravity at 16 deg C [60 deg. F] having LHV of 42,780 kJ/kg [18390 Btu/lb] and weighing 838.9 g/liter [7.001 lb/U.S. gal].

High Output (HO): Intended for use in variable load applications where full power is limited to one hour out of every eight hours of operation. Also, reduced power must be at or below 300 rpm of the maximum rated rpm. This power rating is for pleasure/non-revenue generating applications that operate 500 hours per year or less.

Propulsion Marine Engine Performance Data

Curve No. M-94131
DS: D31-MX-2
CPL: 4191
DATE: 2-Oct-13

General Engine Data

Engine Model	QSB6.7 380HO
Rating Type	High Output
Rated Engine Power	280 [375]
Rated Engine Speed	3000
Rated Power Production Tolerance	5
Rated Engine Torque	890 [657]
Peak Engine Torque @ 2000 rpm.....	1335 [985]
Brake Mean Effective Pressure	1672 [242]
Indicated Mean Effective Pressure.....	1672 [242]
Maximum Allowable Engine Speed	3075

Maximum Continuous Torque Capacity from Front of Crank Specifications

Maximum Torque Capacity from Front of Crank ²	891 [657]
Compression Ratio	16.5:1
Piston Speed	12.4 [2441]
Firing Order	1-5-3-6-2-4
Weight (Dry) - Engine With Heat Exchanger System - Average.....	662 [1460]

Governor Settings

Default Droop Value.....	Refer to MAB 2.04.00-03/23/2006 for Droop explanation	0%
High Speed Governor Break Point.....		3075
Minimum Idle Speed Setting		550
Normal Idle Speed Variation		10
High Idle Speed Range Minimum		3070
Maximum		3080

Noise and Vibration

Average Noise Level - Top	(Idle).....	dBA @ 1m	75
	(Rated)	dBA @ 1m	100
Average Noise Level - Right Side	(Idle).....	dBA @ 1m	75
	(Rated)	dBA @ 1m	100
Average Noise Level - Left Side	(Idle).....	dBA @ 1m	76
	(Rated)	dBA @ 1m	102
Average Noise Level - Front	(Idle).....	dBA @ 1m	76
	(Rated)	dBA @ 1m	101

Fuel System¹

Avg. Fuel Consumption - ISO 8178 E3 Standard Test Cycle	50.4 [13.3]
Avg. Fuel Consumption - ISO 8178 E5 Standard Test Cycle	25.5 [6.7]
Fuel Consumption at Rated Speed	73.9 [19.5]
Approximate Fuel Flow to Pump	215.8 [57.0]
Maximum Allowable Fuel Supply to Pump Temperature (D2 Fuel).....	70.1 [158]
Approximate Fuel Flow Return to Tank	141.9 [37.5]
Approximate Fuel Return to Tank Temperature	79.5 [175]
Maximum Heat Rejection to Drain Fuel	2.9 [163]

TBD= To Be Determined

N/A = Not Applicable

N.A. = Not Available

¹ Unless otherwise specified, all data is at rated power conditions and can vary $\pm 5\%$.

² No rear loads can be applied when the FPTO is fully loaded. Max PTO torque is contingent on torsional analysis results for the specific drive system. Consult Installation Direction Booklet for Limitations.

³ Heat rejection to coolant values are based on 50% water/50% ethylene glycol mix and do NOT include fouling factors. If sourcing your own cooler, a service fouling factor should be applied according to the cooler manufacturer's recommendation.

⁴ Consult option notes for flow specifications of optional Cummins seawater pumps, if applicable.

⁵ May not be at rated load and speed. Maximum heat rejection may occur at other than rated conditions.

CUMMINS INC.

COLUMBUS, INDIANA

All Data is Subject to Change Without Notice - Consult the following Cummins Web site for the most recent data:

<http://marine.cummins.com/>

Propulsion Marine Engine Performance Data

Curve No. M-94131
DS: D31-MX-2
CPL: 4191
DATE: 2-Oct-13

Air System¹

Intake Manifold Pressure	kPa [in Hg]	223 [66]
Intake Air Flow	l/sec [cfm]	432 [915]
Heat Rejection to Ambient	kW [Btu/min]	22 [1255]

Exhaust System¹

Exhaust Gas Flow	l/sec [cfm]	805 [1,705]
Exhaust Gas Temperature (Turbine Out)	°C [°F]	350 [662]
Exhaust Gas Temperature (Manifold)	°C [°F]	536 [996]

Emissions (in accordance with ISO 8178 Cycle E3)

NOx (Oxides of Nitrogen)	g/kw·hr [g/hp·hr]	4.77 [3.55]
HC (Hydrocarbons)	g/kw·hr [g/hp·hr]	0.12 [0.09]
CO (Carbon Monoxide)	g/kw·hr [g/hp·hr]	0.73 [0.54]
PM (Particulate Matter)	g/kw·hr [g/hp·hr]	0.10 [0.07]
CO ₂ (Carbon dioxide)	g/kw·hr [g/hp·hr]	688.75 [513.60]
CH ₄ (Methane)	g/kw·hr [g/hp·hr]	0.006 [0.00]

Emissions (in accordance with ISO 8178 Cycle E5)

NOx (Oxides of Nitrogen)	g/kw·hr [g/hp·hr]	4.91 [3.66]
HC (Hydrocarbons)	g/kw·hr [g/hp·hr]	0.13 [0.10]
CO (Carbon Monoxide)	g/kw·hr [g/hp·hr]	0.76 [0.57]
PM (Particulate Matter)	g/kw·hr [g/hp·hr]	0.10 [0.07]
CO ₂ (Carbon dioxide)	g/kw·hr [g/hp·hr]	701.80 [523.33]
CH ₄ (Methane)	g/kw·hr [g/hp·hr]	0.006 [0.00]

Cooling System¹

Sea Water Pump Specifications	MAB 0.08.17-07/16/2001	
Pressure Cap Rating (With Heat Exchanger Option)	kPa [psi]	103 [15]
Max. Coolant Outlet Pressure from the Engine.....	kPa [psi]	414 [60]

Sea Water Aftercooled Engine (SWAC)

Standard Thermostat Operating Range (Start to Open)	°C [°F]	71 [160]
Standard Thermostat Operating Range (Full Open)	°C [°F]	82 [180]

TBD= To Be Determined

N/A = Not Applicable

N.A. = Not Available

¹ Unless otherwise specified, all data is at rated power conditions and can vary ± 5%.

² No rear loads can be applied when the FPTO is fully loaded. Max PTO torque is contingent on torsional analysis results for the specific drive system. Consult Installation Direction Booklet for Limitations.

³ Heat rejection to coolant values are based on 50% water/50% ethylene glycol mix and do NOT include fouling factors. If sourcing your own cooler, a service fouling factor should be applied according to the cooler manufacturer's recommendation.

⁴ Consult option notes for flow specifications of optional Cummins seawater pumps, if applicable.

⁵ May not be at rated load and speed. Maximum heat rejection may occur at other than rated conditions.

CUMMINS INC.

COLUMBUS, INDIANA

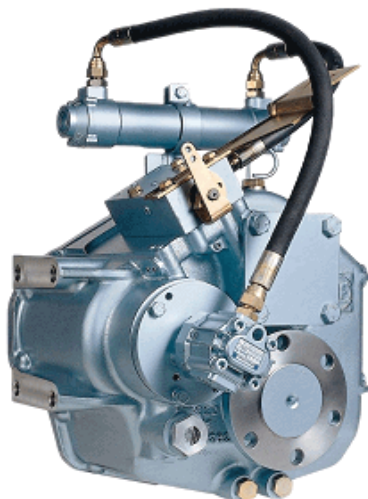
All Data is Subject to Change Without Notice - Consult the following Cummins Web site for the most recent data:

<http://marine.cummins.com/>

ZF 280-1

TECHNICAL DATA SHEET

ZF 280 SERIES PRODUCT DETAILS



Description

- Suitable for high performance applications in luxury motoryachts, sport fishers, express cruisers etc
- Reverse reduction marine transmission with hydraulically actuated multi-disc clutches
- Robust design also withstands continuous duty in workboat applications
- Compatible with all types of engines and propulsion systems, including waterjets and surface- piercing propellers, as applicable
- Fully works tested, reliable and simple to install
- Design, manufacture and quality control standards comply with ISO 9001
- 3 shaft, reverse reduction transmission with hydraulic clutch mounted on the input shaft and another one mounted on the reverse shaft. Input drive on opposite side to output drive.

Features

- Lightweight and robust aluminum alloy casing (sea water resistant)
- Case hardened and precisely ground gear teeth for long life and smooth running
- Output shaft thrust bearing designed to take maximum propeller thrust astern and ahead
- Smooth and reliable hydraulic shifting with control lever for attachment of push-pull cable
- Suitable for twin engine installations (same ratio and torque capacity in ahead or astern mode)



ZF 280-1

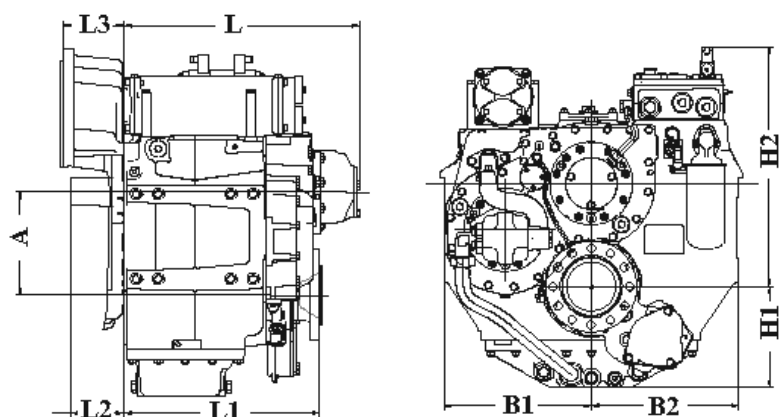
RATINGS

Ratios	Power Factor		Input Power Capacity							
	kW/RPM	hp/RPM	kW	hp	kW	hp	kW	hp	kW	hp
Pleasure Duty - Diesel			2500 RPM		2800 RPM		3300 RPM		3600 RPM (max)	
0.814*, 1.000, 1.056*, 1.139*, 1.214*, 1.300*, 1.514, 1.719*, 2.000	0.1398	0.1875	350	469	391	525	461	618	461	618
2.276*, 2.478	0.1205	0.1616	301	404	337	452	398	533	398	533
3.000	0.1142	0.1531	286	383	320	429	377	505	377	505
Light Duty - Diesel			2100 RPM		2500 RPM		2800 RPM		3600 RPM (max)	
0.814*, 1.000, 1.056*, 1.139*, 1.214*, 1.300*, 1.514, 1.719*, 2.000	0.1162	0.1558	244	327	291	390	325	436	383	513
2.276*, 2.478	0.1085	0.1455	228	306	271	364	304	407	358	480
3.000	0.1026	0.1376	215	289	257	344	287	385	339	454
Medium Duty - Diesel			2100 RPM		2500 RPM		2800 RPM		3600 RPM (max)	
0.814*, 1.000, 1.056*, 1.139*, 1.214*, 1.300*, 1.514, 1.719*, 2.000	0.0904	0.1212	190	255	226	303	253	339	298	399
2.276*, 2.478	0.0844	0.1132	177	238	211	283	236	317	279	374
3.000	0.0806	0.1081	169	227	202	270	226	303	266	356
Continuous Duty - Diesel			1800 RPM		2100 RPM		2300 RPM		3600 RPM (max)	
0.814*, 1.000, 1.056*, 1.139*, 1.214*, 1.300*, 1.514, 1.719*, 2.000	0.0775	0.1039	140	187	163	218	178	239	256	343
2.276*, 2.478	0.0724	0.0971	130	175	152	204	167	223	239	320
3.000	0.0667	0.0894	120	161	140	188	153	206	220	295

* Special Order Ratio

ZF 280-1

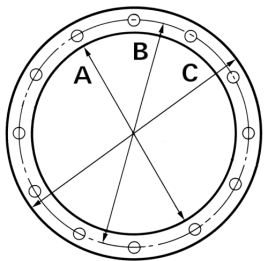
DIMENSIONS



A	B1	B2	H1	H2	L0	L1	L2
Millimeter (mm)							
146.0	230.0	175.0	131.0	301.0	394.0	299.0	71.0
Inch (in)							
5.75	9.06	6.89	5.16	11.85	15.51	11.77	2.8
Weight (kg)		Weight (lb)		Amount of Oil (l)		Amount of Oil (qt)	
73		161		4.0		4.2	

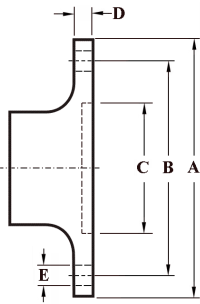
BELL HOUSING DIMENSIONS

Name	A		B		C		L3		Bolt Holes		
									No.	Diameter	
	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in		mm	in
SAE 1	511.18	20.13	530.23	20.88	552.45	21.75	49.0	1.93	12	11.91	0.47
SAE 2	447.68	17.63	466.73	18.38	488.95	19.25			12	10.32	0.41
SAE 3	409.58	16.13	428.63	16.88	450.85	17.75			12	10.32	0.41
3 CAT											



OUTPUT FLANGE DIMENSIONS

A		B		C		D		Bolt Holes		
								No.	Diameter (E)	
mm	in	mm	in	mm	in	mm	in		mm	in
146.0	5.75	120.65	4.75	76.2	3.0	14.0	0.55	6	16.3	0.64



GENERAL INFORMATION

Duty Definitions

Pleasure Duty

Highly intermittent operation with very large variations in engine speed and power.

Average engine operating hours limit:	500 hours/year
	300 hours/year for mechanical gearboxes
Typical hull forms:	Planing
Applications:	Private, non-commercial, non-charter leisure activities, no racing

Light Duty

Intermittent operation with large variations in engine speed and power.

Average engine operating hours limit:	2500 hours/year (for hydraulic transmissions smaller than ZF 2000 series, 2000 hours/year)
Typical hull forms:	Planing and semi-displacement
Typical applications:	Private and charter, sport/leisure activities, naval and police activities

Medium Duty

Intermittent operation with some variations in engine speed and power.

Average engine operating hours limit:	4000 hours/year (for hydraulic transmissions smaller than ZF 2000 series and workboat ZF W2700 series, 3500 hours/year)
Typical hull forms:	Semi-displacement and displacement
Typical applications:	Charter and commercial craft (example: crew boats), and naval and police activities

Continuous Duty

Continuous operation with little or no variations in engine speed and power.

Average engine operating hours limit:	Unlimited
Typical hull forms:	Displacement
Typical applications:	Heavy duty commercial vessels

Technical Notes

Duty Ratings

Ratings apply to marine diesel engines at the indicated speeds. At other engine speeds, the respective power capacity (kW) of the transmission can be obtained by multiplying the Power/Speed ratio by the speed. Approximate conversion factors:

- 1 kW = 1.36 metric hp
- 1 kW = 1.34 U.S. hp (SAE)
- 1 U.S. hp = 1.014 metric hp
- 1 Nm = 0.74 lb.ft.
- 1 Kg = 0.454 lb

Ratings apply to right hand turning engines, i.e. engines having counterclockwise rotating flywheels when viewing the flywheel end of the engine. These ratings allow full power through forward and reverse gear trains, unless otherwise stated. Contact your nearest ZF Sales and Service office for ratings applicable to gas turbines, as well as left hand turning engines, and marine transmissions for large horsepower capacity engines. Ratings apply to marine transmissions currently in production or in development and are subject to change without prior notice.

NOTE: The maximum rated input power must not be exceeded (see respective ratings in the technical data sheets).

Safe Operating Notice

The safe operation of ZF products depends upon adherence to technical data presented in our brochures. Safe operation also depends upon proper installation, operation and routine maintenance and inspection under prevailing conditions and recommendations set forth by ZF. Damage to transmission caused by repeated or continuous emergency manoeuvres or abnormal operation is not covered under warranty. It is the responsibility of users and not ZF to provide and install guards and safety devices, which may be required by recognized safety standards of the respective country (e.g. for U.S.A. - the Occupational Safety Act of 1970 and its subsequent provisions).

Monitoring Notice

The safe operation of ZF products depends upon adherence to ZF monitoring recommendations presented in our operating manuals, etc. It is the responsibility of users and not ZF to provide and install monitoring devices and safety interlock systems as may be deemed prudent by ZF. Consult ZF for details and recommendations.

Survey Society Classification

In most cases, the maximum medium and continuous duty ratings permitted by ZF are accepted in full by major classification societies. If classification is required, contact ZF regarding proper procedures (also for yacht service and ice classifications service).

Dimensions and Weights

Dimensions and weights refer to transmissions with bell housing (where appropriate) but excluding options such as: trolling valves, power take-offs, propeller shaft companion flanges, torsional couplings etc.

Torsional Vibration and Torsional Couplings

The responsibility for ensuring torsional vibration compatibility rests with the overall propulsion system integration responsible party.

Compatibility check of torsional vibration must include excitations induced by engine governor. ZF cannot accept any liability for gearbox noise or for damage to the gearbox, the flexible coupling or to other parts of the drive unit caused by torsional vibrations. Contact ZF for further information and assistance.

For single engine powered boats, where loss of propulsion can result in loss of control, ZF recommends the use of a torsional limit stop. It is the buyer's responsibility to specify this option. ZF cannot accept any liability for personal injury, loss of life or damage or loss of property due to the failure of the buyer to specify a torsional limit stop.

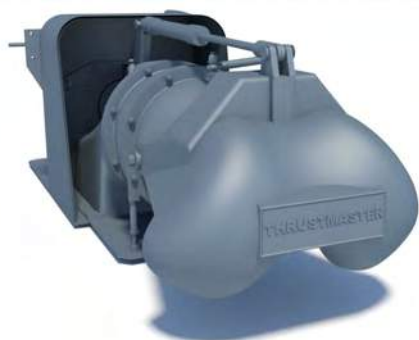
ZF selects torsional couplings on the basis of nominal input torque at commonly rated engine speeds. Consult ZF for details concerning speed limits of standard offered torsional couplings, which can be below transmission limits. Special torsional couplings may be required for Survey Society requirements.



100 Series

WATERJETS

100kW to 900kW



History. **Innovation.** Power.

thrustmaster.net



FEATURES



PERFORMANCE

Integral Reduction Box

Providing perfect impeller matching without the need for a marine gear. The fully integrated step down box uses wide faced, ground helical gears supported with high capacity taper roller bearings. This robust arrangement has been designed and tested to commercial ratings.



DURABILITY

Impeller Technology

Based upon DOEN's proven axial flow impeller designs, the 100 series impeller employs a six blade configuration with a longer progressive pitch profile that results in higher thrust throughout the speed range and unrivalled cavitation resistance.



POWER

High Thrust Pump

Optimally sized to best suit target engine/s power range and target vessel size and weight envelope. The axial flow pump efficiently converts input power into a high volume jet flow delivering high thrust, more range and more payload with reduced fuel burn.



FLEXIBILITY

Transom Mounting

The series is installed using DOEN's proven quick and simple transom mounting method. This results in less intrusion into valuable inboard space, allowing more compact machinery arrangements further aft in the boat. DOEN can also offer compact coupling systems.



CONTROL

Split Duct Power Reverse

The split duct-reversing bucket provides excellent high thrust reverse maneuverability. This is power operated by a high force, 12VDC actuator, thereby eliminating hydraulics. Feather light follow up control is achieved through the position sensing control box operated by 33C type cable.



Thrustmaster DOEN 100 series

Constructed using modular designs, no special tools required.

Thrustmaster's 100 series water jets are made in the U.S. and are available in seven model sizes ranging from 100kW to 900kW to accommodate vessels from 6m up to 20m with stainless steel jets supported by a complete range of electronic controls with joystick docking.

Lifecycle

The 100 Series waterjets are made with strong, corrosion resistant and corrosion compatible materials. The stainless steel impeller is a one-piece casting, housed in a stainless steel liner. The intake ducting, impeller casing, and discharge nozzle complete the pump housing and are all manufactured from aluminium.

Steering & Reverse

Fast response, low force steering nozzle operated from inboard tiller gives superior maneuvering. Split duct reverse bucket providing high astern thrust. The steering and reverse ducting is manufactured from cast aluminum.

Pump Assembly

The pump features a single stage axial flow impeller design, optimized to deliver high volume thrust. This provides superior cavitation resistance and enhanced load carrying ability together with excellent top speed performance.

Support

International support from Thrustmaster's global network of service and support centers around the globe to provide fast assistance and spare parts supply 24/7.

Learn more at www.Thrustmaster.net

100 SERIES WATERJETS

TECHNICAL SPECIFICATIONS

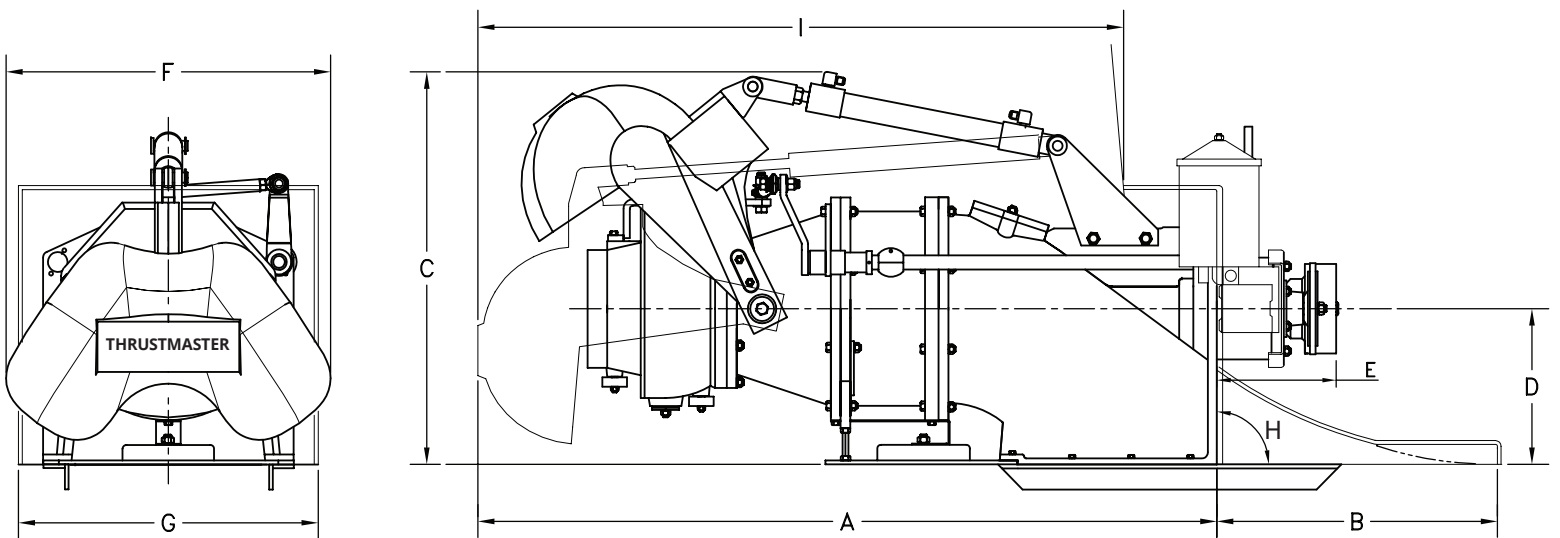
		DJ100G	DJ105	DJ110	DJ120	DJ130	DJ140	DJ170HP
Power Range kW (hp)		225 (300)	260 (350)	335 (450)	380 (510)	410 (550)	670 (900)	855 (1150)
Max RPM		3600	3200	3055	2800	2600	2250	1975

Max. Displacement PLANING VESSEL	Single	3.5t	4t	4.5t	6t	7t	9t	12t
	Twin	8t	9t	10t	12t	17t	20t	26t

Max. Displacement DISPLACING VESSEL	Single	8t	9t	10t	15t	18t	20t	30t
	Twin	17t	20t	22t	30t	40t	45t	66t

Weight Kg (lbs)	Dry	125 (276)	170 (375)	180 (397)	225 (496)	295 (650)	375 (826)	550 (1213)
-----------------	-----	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	------------

Dimensions (mm)	A	1075	1150	1200	1200	1545	1120	1405
	B	290	455	455	520	630	1410	1505
	C	560	630	630	620	880	755	835
	D	242	250	250	250	370	320	335
	E	170	195	195	265	220	220	1200
	F	540	540	540	700	775	775	900
	G	360	470	470	520	600	600	645
	H	95°	90°	90°	90°	90°	90°	90°
	I	920-965	1000-1075	1045-1120	1045-1120	1225-1495	N/A	N/A





Performance. **Reliability.** Simplicity.

Thrustmaster DOEN 100 series

Constructed using modular designs, no special tools required.

Thrustmaster's 100 series water jets are made in the U.S. and are available in seven model sizes ranging from 100kW to 900kW to accommodate vessels from 6m up to 20m with stainless steel jets supported by a complete range of electronic controls with joystick docking.

Lifecycle

The 100 Series waterjets are made with strong, corrosion resistant and corrosion compatible materials. The stainless steel impeller is a one-piece casting, housed in a stainless steel liner. The intake ducting, impeller casing, and discharge nozzle complete the pump housing and are all manufactured from aluminium.

Steering & Reverse

Fast response, low force steering nozzle operated from inboard tiller gives superior maneuvering. Split duct reverse bucket providing high astern thrust. The steering and reverse ducting is manufactured from cast aluminum.

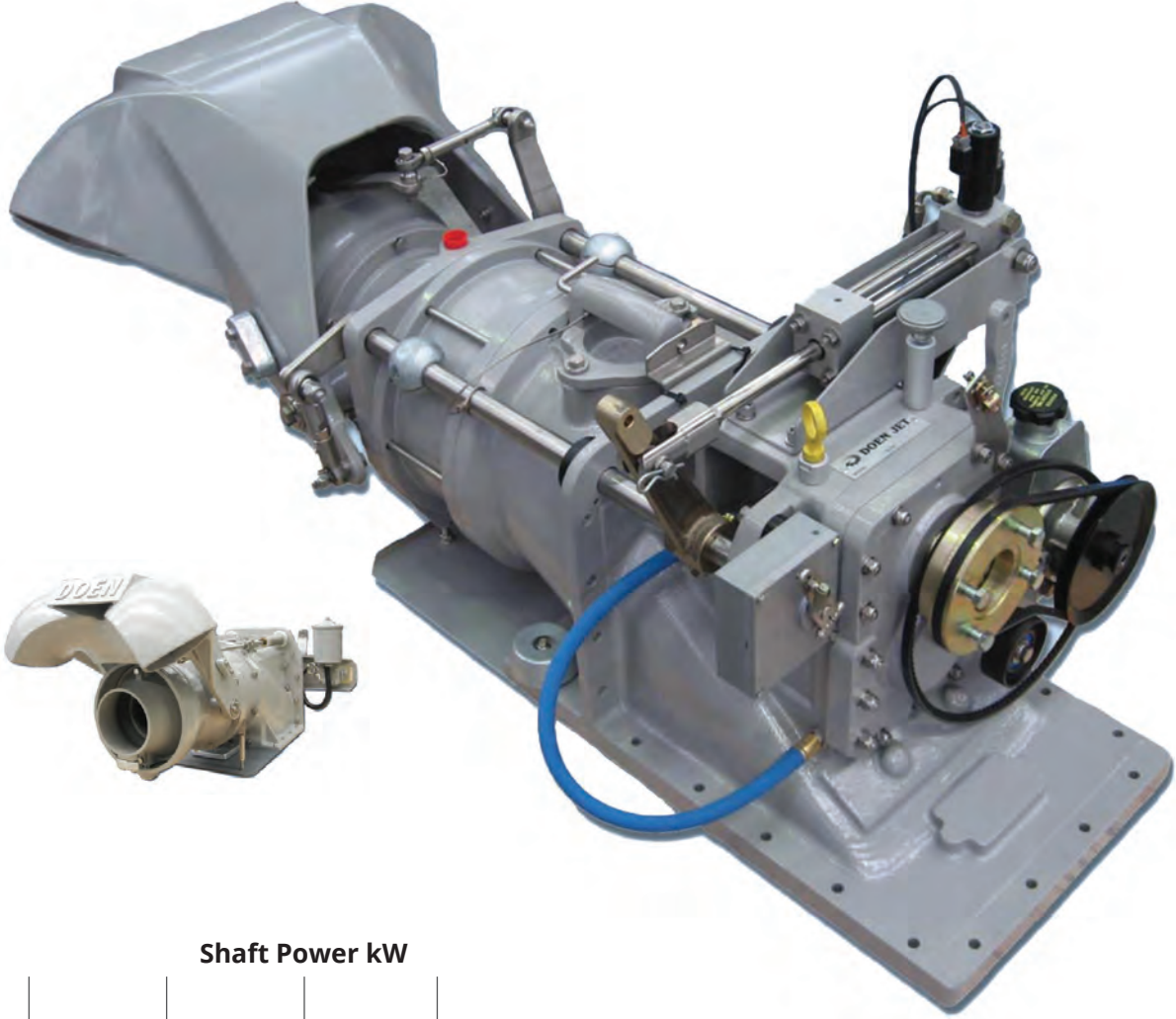
Pump Assembly

The pump features a single stage axial flow impeller design, optimized to deliver high volume thrust. This provides superior cavitation resistance and enhanced load carrying ability together with excellent top speed performance.

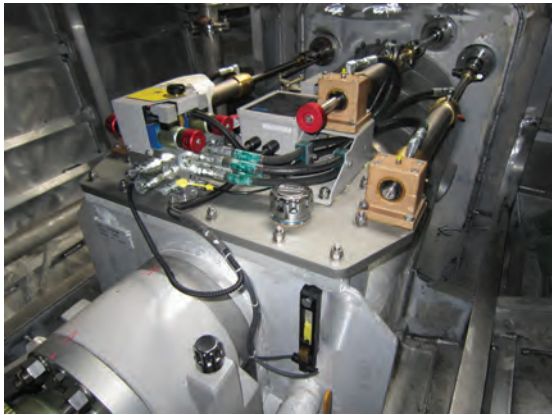
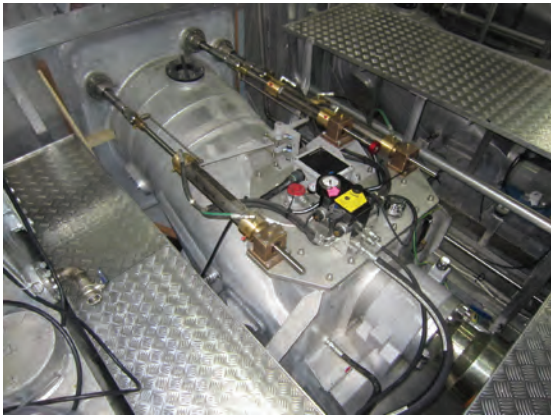
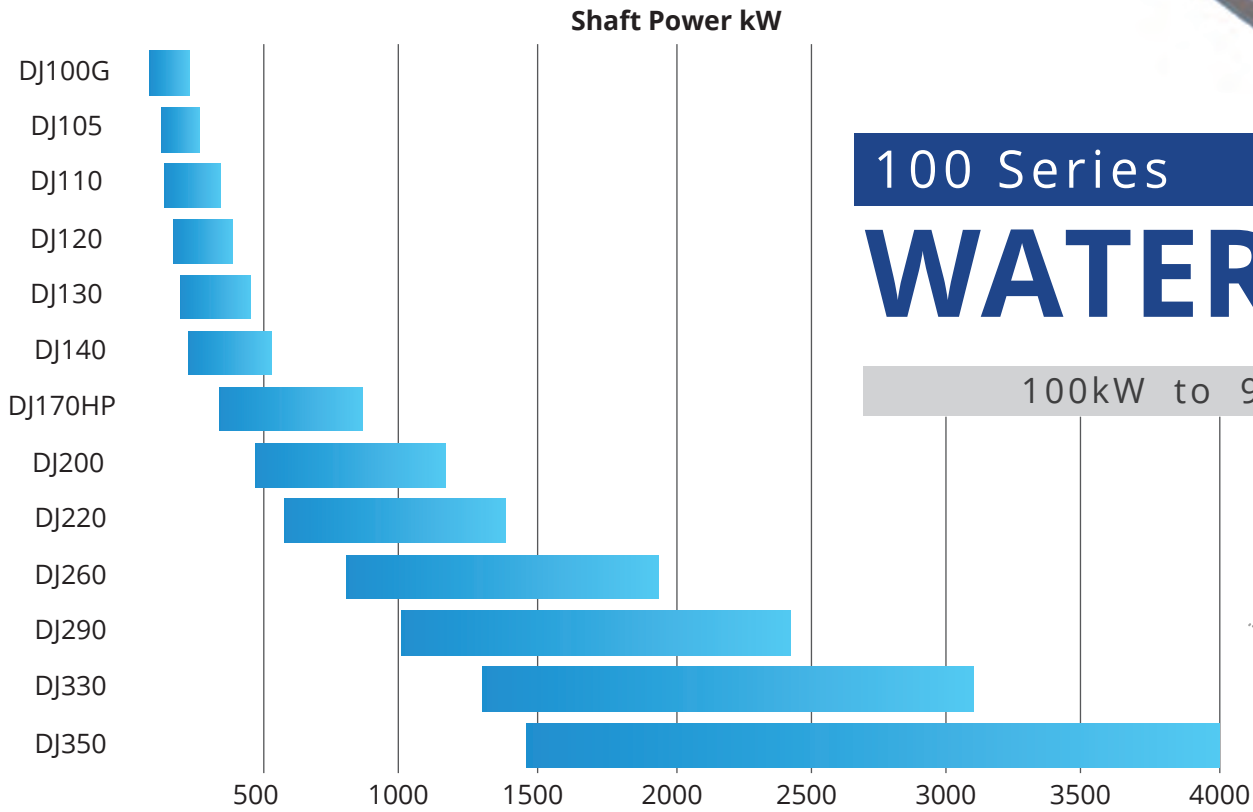
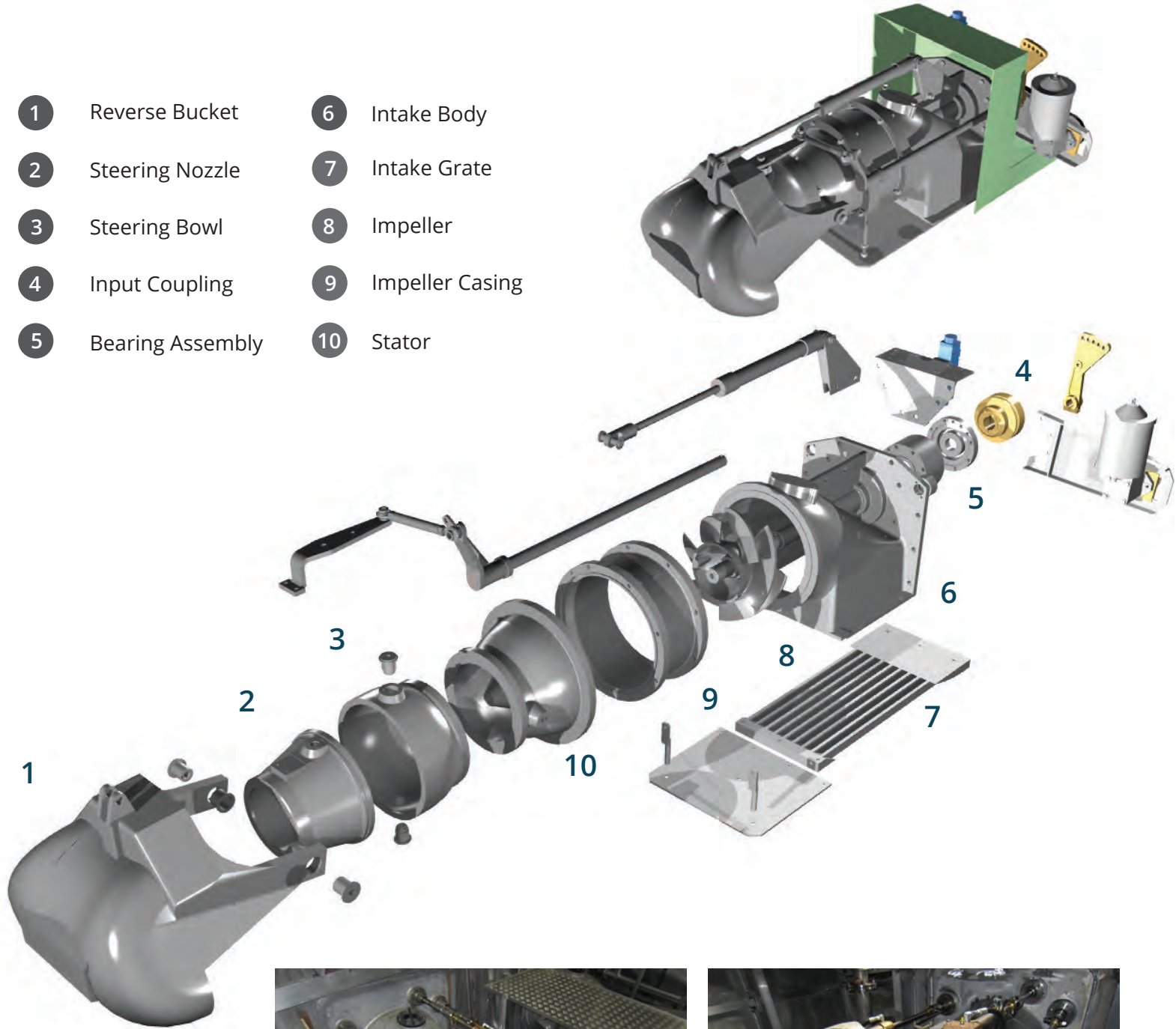
Support

International support from Thrustmaster's global network of service and support centers around the globe to provide fast assistance and spare parts supply 24/7.

Learn more at www.Thrustmaster.net



- | | | | |
|---|------------------|----|-----------------|
| 1 | Reverse Bucket | 6 | Intake Body |
| 2 | Steering Nozzle | 7 | Intake Grate |
| 3 | Steering Bowl | 8 | Impeller |
| 4 | Input Coupling | 9 | Impeller Casing |
| 5 | Bearing Assembly | 10 | Stator |





Headquarters

6900 Thrustmaster Drive
Houston, TX 77041
USA

Phone: +1 713 234 6663
Fax: +1 713 937 7962

Email: info@thrustmastertexas.com

Website: Thrustmaster.net



Thrustmaster do Brasil Ltda.

Thrustmaster do Brasil Ltda.
Av. Nilo Peçanha, 50 – Sala 2911
20020-906 Centro
Rio de Janeiro, RJ Brasil

Phone: +55 21 3045 9730

Thrustmaster Europe

Thrustmaster Europe B.V.
Broeikweg 31a
2871 RM Schoonhoven
The Netherlands

Phone: +31 182 381044

Learn more at www.Thrustmaster.net

Copyright © 2014 Thrustmaster of Texas, Inc. All rights reserved.



DJ105 TECHNICAL SPECIFICATIONS



UNIT DETAILS

Maximum Rec. Continuous Power:	up to 260skW (350shp)
Maximum Rec. Impeller speed:	3200rpm
Dry Weight:	167 kg (including reverse controls)
Entrained Water:	45 kg (weight of water in pump and inlet duct)
Corrosion Protection:	Cathodic with Anodes
Design Standard:	To international authority standards

CONSTRUCTION DETAILS

Impeller:

Diameter:	10.5 inch (267mm)
No of Stages/Configuration:	Single Stage – Axial / Mixed flow pump
Standard Rotation:	Anti-clockwise (Looking forward from stern)
Impeller Material:	Cast CF8M Stainless Steel

Pump Assembly:

Impeller Casing Material:	Cast ASTM A356 Alum. Alloy with stainless steel liner
Discharge Nozzle Material:	Cast ASTM A356 Alum. Alloy

Steering System:

Description	Balanced nozzle
Operation	Inboard tiller actuation
Steering Bowl/Nozzle Material:	Cast ASTM A356 Aluminium Alloy
Nozzle Diameter Range:	140mm - 150mm

Reverse System:

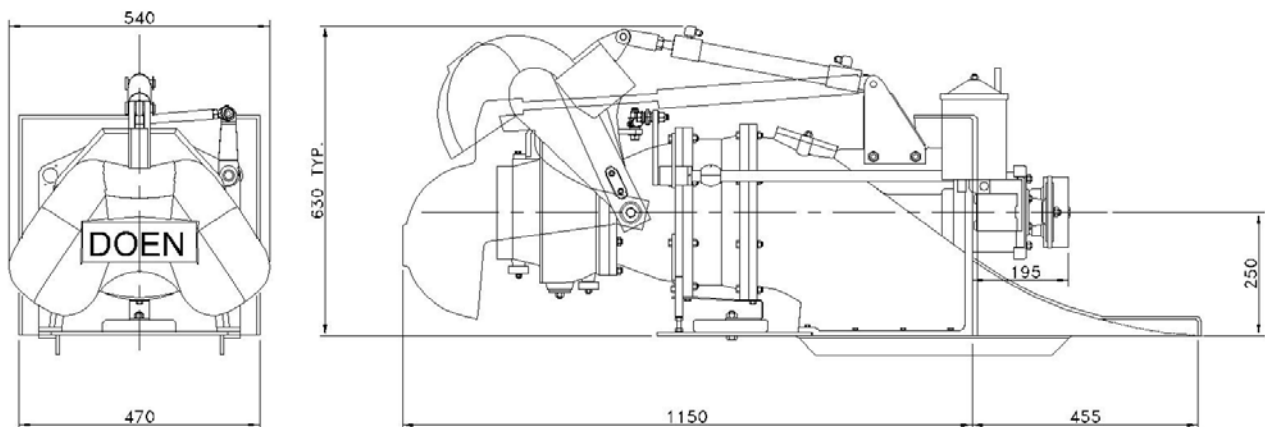
Description	Split Duct Type – “High Thrust”
Operation	Hydraulic cylinder actuation
Reverse duct material	Cast ASTM A356 Aluminium Alloy

Shaft Assembly:

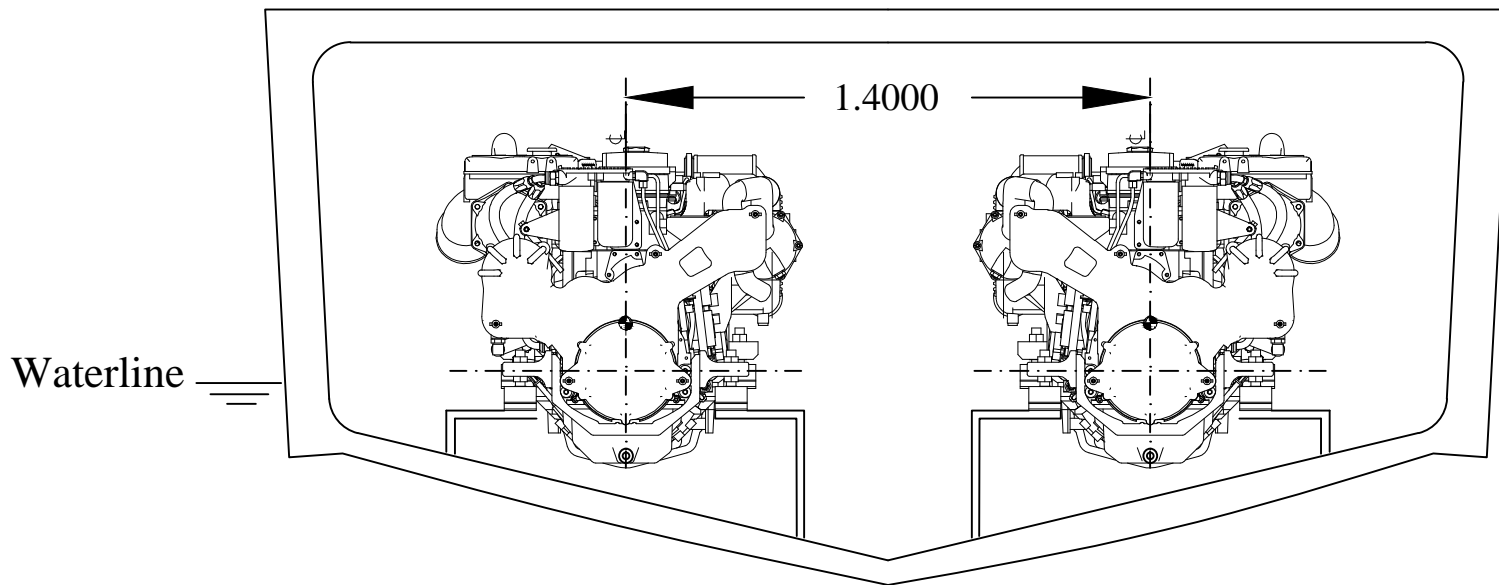
Main Shaft Material:	Stainless Steel Grade SAF 2205
Rear Bearing:	Water Lubricated Cutlass Bearing
Main Bearing:	Angular contact Thrust Bearing
Lubrication	Grease
Shaft Seal:	Face type Mechanical Seal
Coupling Flange:	Spicer “1550” Series
Shaft Angle	Available in both 0° (DJ105Z) and 5° (DJ105)

Intake Body:

Material:	Cast ASTM A356 Aluminium Alloy
Inspection Opening:	Outboard
Intake Grate:	Removable Stainless Steel Bars



Due to our policy of continuous Research & Development, we reserve the right to change the specifications without notice



Frame 6
Looking Aft



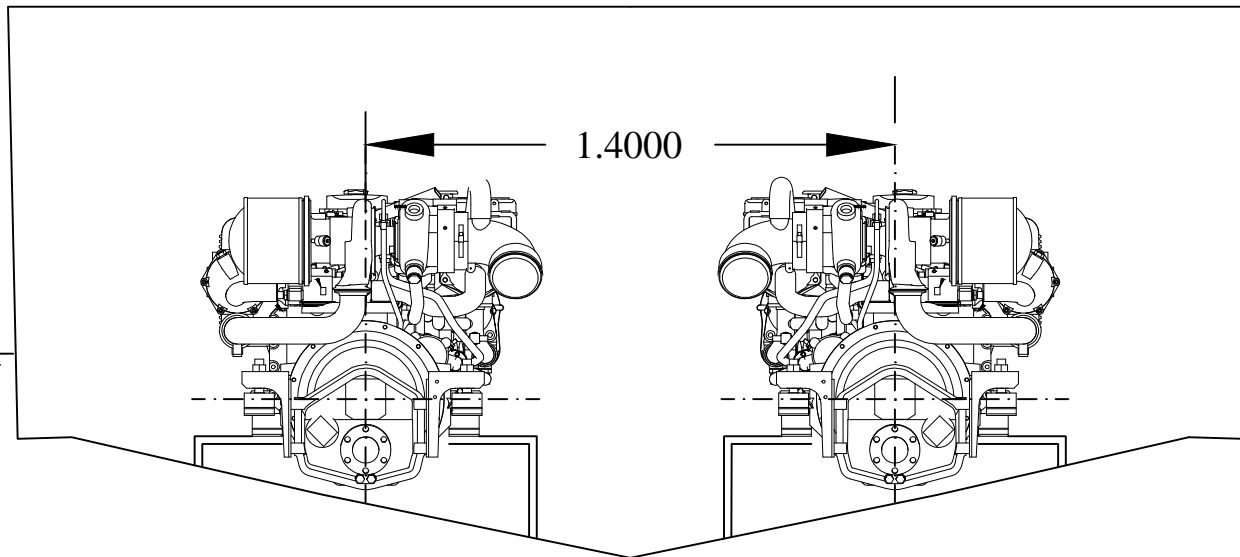
DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA

Bachelor's Thesis Project


PROPULSION
ARRANGEMENT
Drawing no. 1

Supervisor 1: Sutopo Purwono F, ST, M.Eng, Ph.D	Signature:
Supervisor 2: DR. I Made Ariana, ST, M.T.	Signature:
Student: Arief Maulana	Signature:
Date: July, 2017	Note:
Scale: 1:20	

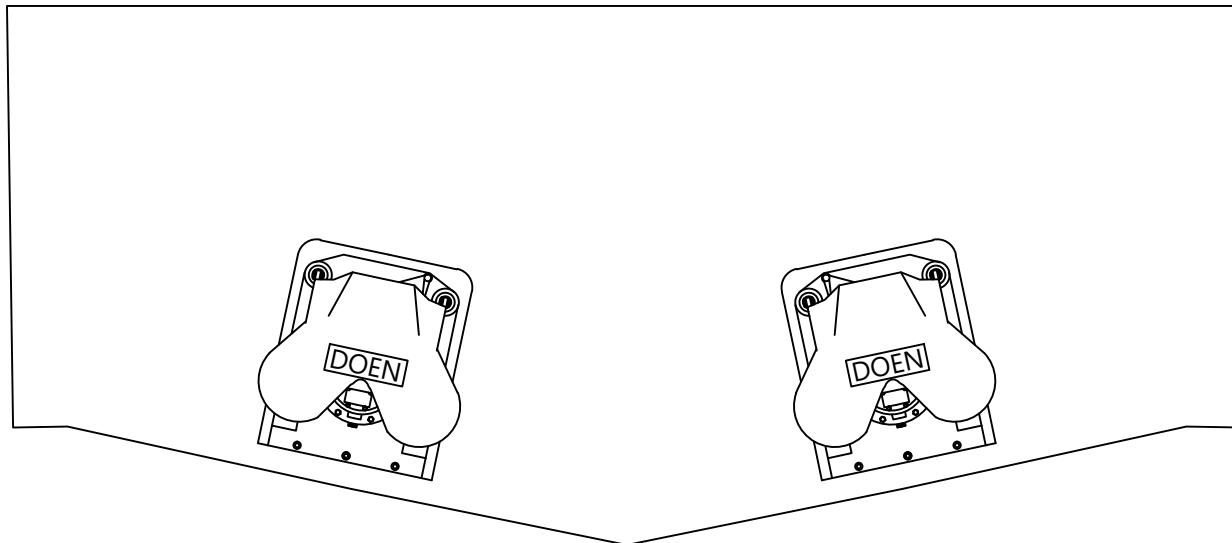
Waterline



Frame 2
Looking Fwd

 ITS Institut Teknologi Sepuluh Nopember		DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER SURABAYA	
Bachelor's Thesis Project			
PROPULSION ARRANGEMENT Drawing no. 2	Supervisor 1:	Sutopo Purwono F, ST, M.Eng, Ph.D	Signature:
	Supervisor 2:	DR. I Made Ariana, ST, M.T.	Signature:
	Student:	Arief Maulana	Signature:
	Date:	July, 2017	Note:
	Scale:	1:20	

Waterline



From Aft Boat
Looking Fwd

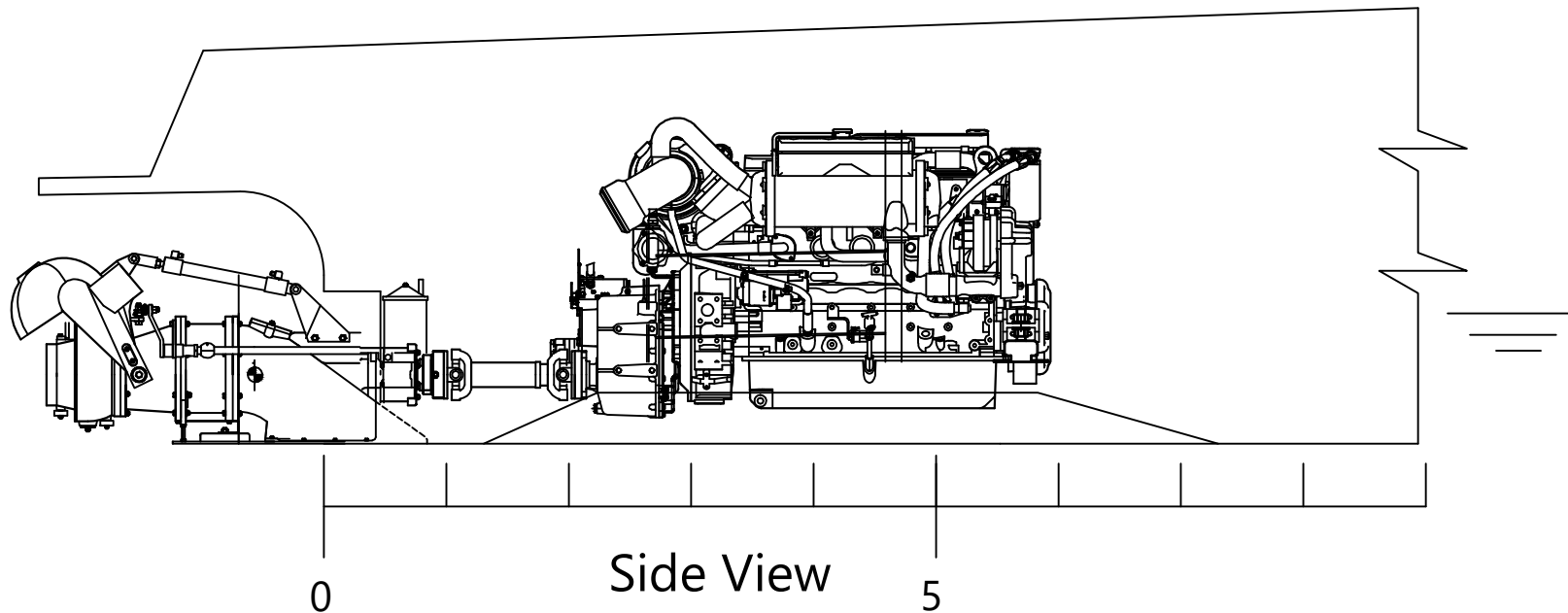



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

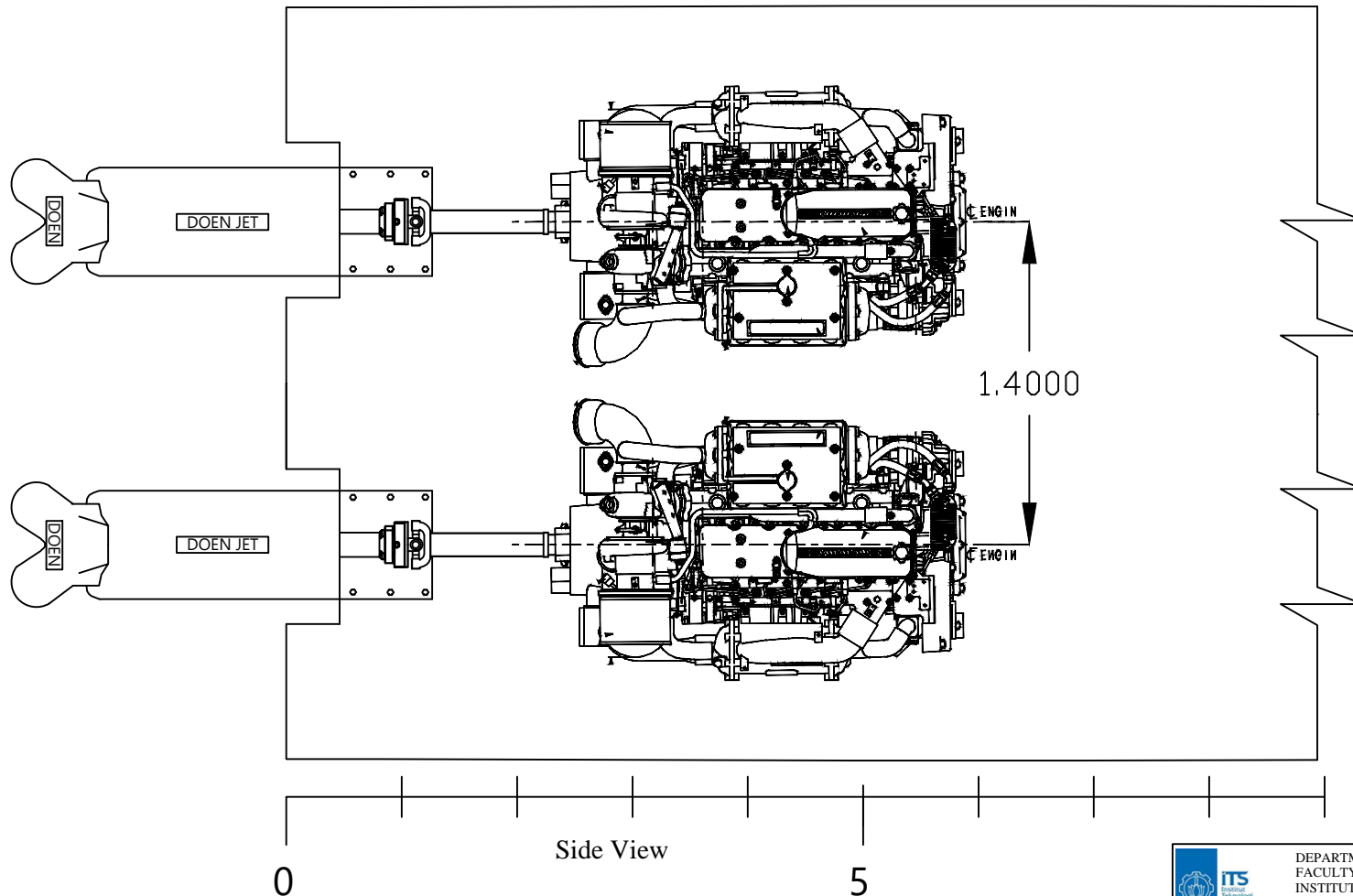
DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA


Bachelor's Thesis Project

PROPULSION ARRANGEMENT Drawing no. 3	Supervisor 1: Sutopo Purwono F, ST, M.Eng, Ph.D	Signature:
	Supervisor 2: DR. I Made Ariana, ST, M.T.	Signature:
	Student: Arief Maulana	Signature:
	Date: July, 2017	Note:
	Scale: 1:20	



 ITS Institut Teknologi Sepuluh Nopember		DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER SURABAYA	
Bachelor's Thesis Project			
PROPULSION ARRANGEMENT Drawing no. 4	Supervisor 1:	Sutopo Purwono F, ST, M.Eng, Ph.D	Signature:
	Supervisor 2:	DR. I Made Ariana, ST, M.T.	Signature:
	Student:	Arief Maulana	Signature:
	Date:	July, 2017	Note:
	Scale:	1:30	



 ITS Institut Teknologi Sepuluh Nopember		DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER SURABAYA	
Bachelor's Thesis Project			
PROPULSION ARRANGEMENT Drawing no. 5	Supervisor 1:	Sutopo Purwono F, ST, M.Eng, Ph.D	Signature:
	Supervisor 2:	DR. I Made Ariana, ST, M.T.	Signature:
	Student:	Arief Maulana	Signature:
	Date:	July, 2017	Note:
	Scale:	1:30	

BIODATA PENULIS



Arief Maulana, dilahirkan di Jakarta pada tanggal 3 Juli 1995 dan merupakan anak ke empat dari empat bersaudara. Riwayat pendidikan penulis dari TK-SMA ditempuh yaitu TK Barunawati 8, SDN Tugu Utara 23, SMPN 30 Jakarta, dan SMAN 13 Jakarta. Penulis menempuh jenjang pendidikan tinggi di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan ITS, Surabaya. Selama masa kuliah, penulis aktif dengan organisasi keislaman dan kegiatan Himpunan Mahasiswa Sistem Perkapalan berupa kajian strategis. Di periode kepengurusan Himasiskal 2014-2015 penulis menjabat sebagai staf Biro Kajian Strategis Himasiskal FTK-ITS. Biro ini bertanggung jawab untuk menumbuhkan suasana minat diskusi dan mencoba untuk menciptakan iklim kajian perihal isu profesi di kalangan mahasiswa. Kala itu topik yang sedang hangat dibahas adalah tol laut Indonesia rancangan Pemerintahan Presiden Joko Widodo. Pada tahun 2015 penulis berkesempatan mengikuti ajang kompetisi perihal pengembangan ide *social entrepreneur* yang diselenggarakan oleh Singapore Internasional Foundation di Singapura. Di tahun ketiga perkuliahan, penulis menjabat sebagai kepala Departemen Pengembangan Sumber Daya Insani, Lembaga Dakwah Jurusan Al-Mi'raj. Di tahun terakhir perkuliahan penulis lebih aktif sebagai anggota laboratorium Marine Machinery and Systems. Pernah berkesempatan menjadi asisten praktikum untuk mata kuliah Mesin Fluida dengan topik praktikum Instalasi Pipa Udara.

Di akhir biodata ini, penulis ingin meminta maaf yang sebesar-besarnya terkait kesalahan yang pernah dibuat oleh penulis tanpa disadari atau tidak. Semoga permintaan maaf ini dapat diterima. Semoga selalu dalam ridho Allah Subhanahu Wata'ala.

“Khoirunnas ‘anfa ahum linnas” Yang artinya, “Manusia terbaik ialah manusia yang dapat bermanfaat untuk orang lain” -Muhammad Salallahu ‘alayhi wasallam-